



VŠB – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra částí a mechanismů strojů

Návrh kolejového jeřábu s ručním pohonem

Design of a Rail Crane with a Manual Drive

Student:

Bc. Martin Mikulík

Vedoucí diplomové práce:

Ing. Petr Maršálek, Ph.D.

Ostrava 2018

## Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Martin Mikulík**  
Studijní program: N2301 Strojní inženýrství  
Studijní obor: 3909T001 Konstrukční a procesní inženýrství  
Specializace: 40 Konstrukce strojních dílů a skupin  
Téma: **Návrh kolejového jeřábu s ručním pohonem**  
**Design of a Rail Crane with a Manual Drive**

Jazyk vypracování: čeština

Zásady pro vypracování:

Navrhněte otočný výložníkový jeřáb pro montážní vozík, který bude určen k opravě kolejových tratí.

Požadavky:

- rozchod kol 1435 mm
- nosnost jeřábu 1000 kg
- pohon jeřábu pomocí hydraulických pístů s ruční pumpou
- zvedání břemena pomocí ručního kladkostroje
- možnost demontáže jeřábu od konstrukce vozíku a využití vozíku pro jiné účely
- zajištění proti překlopení pomocí uchycení ke kolejím
- maximální využití již používaných dílů pro jiné typy vozíků
- maximální využití standardních a normovaných dílů.

Cíle práce

- konstrukční návrh vozíku s jeřábem
- sestavný výkres vozíku a jeřábu
- výrobní výkres vybrané součásti
- výpočet velikostí pístů pro pohon jeřábů
- pevnostní výpočet kladkostroje
- pevnostní výpočet jeřábu
- kontrolní výpočet proti převržení.

Seznam doporučené odborné literatury:

KOPÁČEK, Jaroslav. *Pohony a převody*. 2. vyd. [i.e. 3. vyd.]. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2012. 211 s. ISBN 978-80-248-2780-3.

PAVLISKA, Jiří a HRABOVSKÝ, Leopold. *Dopravní a manipulační zařízení IV*. 1. vyd. Ostrava: Vysoká škola báňská - Technická univerzita, 2004. 128 s. ISBN 80-248-0537-5.

PAVLOK, Bohuslav a SIVÁK, Václav. *Hydraulické mechanismy: příklady pro cvičení*. 1. vyd. Ostrava: Vysoká škola báňská, 1980. 166 s.

KOPÁČEK, Jaroslav. *Pohony a převody*. 2. vyd. [i.e. 3. vyd.]. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2012. 211 s. ISBN 978-80-248-2780-3.

PAVLISKA, Jiří a HRABOVSKÝ, Leopold. *Dopravní a manipulační zařízení IV*. 1. vyd. Ostrava: Vysoká škola báňská - Technická univerzita, 2004. 128 s. ISBN 80-248-0537-5.

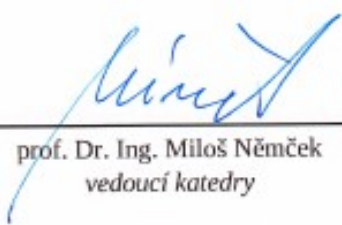
PAVLOK, Bohuslav a SIVÁK, Václav. *Hydraulické mechanismy: příklady pro cvičení*. 1. vyd. Ostrava: Vysoká škola báňská, 1980. 166 s.

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.


Vedoucí diplomové práce: **Ing. Petr Maršálek, Ph.D.**

Datum zadání: 08.12.2017

Datum odevzdání: 21.05.2018

  
prof. Dr. Ing. Miloš Němček  
vedoucí katedry




  
doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.  
děkan fakulty

### **Místopřísežné prohlášení studenta**

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě: 21. 5. 2018



.....  
podpis studenta

### Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na mojí diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečné ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§ 35 odst. 3).
- Souhlasím s tím, že diplomová práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do její skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona § č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě: 21. 5. 2018



.....  
podpis

Jméno a příjmení autora práce:

Bc. Martin Mikulík

Adresa trvalého pobytu autora práce:

Sušice 24, 687 04 Traplice, ČR

## ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

MIKULÍK, M. *Návrh kolejového jeřábu s ručním pohonem: diplomová práce*. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra částí a mechanismů strojů, 2018, 58 s. Vedoucí práce: Maršálek, P.

Diplomová práce se zabývá návrhem kolejového jeřábu s ručním pohonem. V úvodu práce je vytvořen přehled jeřábů dle jejich konstrukce, které se v současné době nachází na trhu. Na základě požadavků a vytvořeného přehledu je navržen kolejový jeřáb. Návrh je proveden tak, aby veškeré potřebné pohyby jeřábu bylo možné pohánět ručně. Následující část diplomové práce se zabývá jak volbou potřebných normalizovaných zařízení, tak i návrhem a následnou pevnostní kontrolou hlavních částí a spojů navrhovaného zařízení. Také je provedena kontrola proti převržení jeřábu. K diplomové práci je doložen výkres sestavy kolejového jeřábu, kusovník sestavy a výrobní výkres otočného čepu.

## ANNOTATION OF MASTER THESIS

MIKULÍK, M. *Design of a Rail Crane with a Manual Drive: Master Thesis*. Ostrava: VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Machine Parts and Mechanisms, 2018, 58 p. Thesis head: Maršálek, P.

The focus of the diploma thesis is put on a design of a rail crane with a manual drive. At the beginning of the study, there is a summary of cranes according to their constructions and placement on the market nowadays. Based on requirements and the summary there is a design of the rail crane in the thesis. The design is made the way that all movements by the rail crane can be done manually. Other part of the diploma thesis clarifies both the choice of the necessary standardized devices as well as the design and subsequent strength control of the main parts and connections of the design equipment. Also, the crane overhang is checked. The diploma thesis is supported by the drawing of the rail crane assembly, the assembly of pieces and the production drawing of the pivot pin.

# Obsah

Seznam použitých značek a symbolů.....	8
0 Úvod .....	13
1 Přehled jeřábů .....	14
1.1 Mostové jeřáby.....	14
1.2 Portálové a poloportálové jeřáby .....	15
1.3 Sloupové a věžové jeřáby.....	16
1.4 Konzolové jeřáby .....	16
1.5 Silniční a kolejové jeřáby.....	17
1.6 Lanové jeřáby.....	18
2 Popis kolejového jeřábu s ručním pohonem.....	19
3 Konstrukce kolejového jeřábu s ručním pohonem .....	21
3.1 Stanovení výsuvných stavů výložníku .....	21
3.2 Volba navijáku .....	22
3.3 Návrh nosných částí jeřábu .....	22
3.4 Silové účinky na pevné rameno jeřábu .....	33
3.5 Stanovení reakcí $R_a$ , $R_b$ a volba hydraulického válce .....	35
3.6 Kontrola proti převržení .....	38
3.7 Kontrola čepů a lícovaného šroubu.....	43
3.8 Kontrola statické únosnosti ložisek.....	49
4 Závěr.....	54
5 Seznam použité literatury .....	55
6 Seznam příloh.....	58



## Seznam použitých značek a symbolů

Symbol	Význam	Jednotka
$C_{oAL}$	Statická únosnost axiálního ložiska	kN
$C_{oDL}$	Statická únosnost dvouřadého kuličkového ložiska	kN
$C_{oRL}$	Statická únosnost radiálního ložiska	kN
$D_1$	Malý průměr závitu matice	mm
$E$	Modul pružnosti materiálu	MPa
$F_a$	Axiální síla působící na ložisko	N
$F_{Břn}$	Proměnná síla od působení hmotnosti břemena	N
$F_{KRNS}$	Tetmayerova kritická síla nosného sloupu	N
$F_{KRR}$	Tetmayerova kritická síla pevného ramene	N
$F_{KRV}$	Tetmayerova kritická síla výložníku	N
$F_{KReuKRn}$	Eulerova kritická síla při kritické variantě vzpěru	N
$F_{KRtetKRn}$	Tetmayerova kritická síla při kritické variantě vzpěru	N
$F_{Ln}$	Proměnná síla působící v laně	N
$F_V$	Výsledná síla	N
$F_{Vyl}$	Síla od působení hmotnosti výložníku	N
$F_{V2}$	Výsledná síla 2	N
$F_{oŠ}$	Osová síla ve šroubu	N
$H_{DL}$	Šířka dvouřadého kuličkového ložiska	mm
$H_1$	Nosná délka závitu	mm
$J_{minNS}$	Minimální kvadratický moment nosného sloupu	mm <sup>4</sup>
$J_{minR}$	Minimální kvadratický moment pevného ramene	mm <sup>4</sup>
$J_{minV}$	Minimální kvadratický moment výložníku	mm <sup>4</sup>
$L_1$	Vzdálenost mezi podporou a působením reakce $R_{AY}$	mm
$L_2$	Vzdálenost mezi podporou a působením reakce $R_{Bmax}$	mm
$M_D$	Moment působící v podpoře D otočného čepu	Nm
$M_{Bř}$	Klopný moment od hmotnosti břemene	Nm
$M_{jř}$	Klopný moment od hmotnosti jeřábu	Nm
$M_{kl}$	Potřebný rovnovážný moment dosažený kleštinami	Nm
$M_{nav}$	Klopný moment od hmotnosti navijáku	Nm
$M_{op}$	Moment působící na otočnou základnu	Nm

$M_{oRmax}$	Maximální ohybový moment působící na pevné rameno	Nm
$M_{oRn}$	Proměnný ohybový moment působící na pevné rameno	Nm
$M_{oVmax}$	Maximální ohybový moment působící na výložník	Nm
$M_{oVn}$	Proměnný ohybový moment působící na výložník	Nm
$M_{voz}$	Klopný moment od hmotnosti vozíku	Nm
$Ph$	Stoupání závitu	mm
$R_A$	Reakce působící na čep B	N
$R_{Amax}$	Maximální reakce působící na čep B	N
$R_{AX}$	Reakce působící na čep B v rovině x	N
$R_{AXmax}$	Maximální reakce působící na čep B v rovině x	N
$R_{AY}$	Reakce působící na čep B v rovině y	N
$R_{AYmax}$	Maximální reakce působící na čep B v rovině y	N
$R_B$	Reakce působící na hydraulický válec	N
$R_{Bmax}$	Maximální reakce působící na hydraulický válec	N
$R_{BX}$	Reakce působící na hydraulický válec v rovině x	N
$R_{BXmax}$	Maximální reakce působící na hydraulický válec v rovině x	N
$R_{BY}$	Reakce působící na hydraulický válec v rovině y	N
$R_{BYmax}$	Maximální reakce působící na hydraulický válec v rovině y	N
$Re_{11375}$	Mez kluzu v tahu materiálu 11 375	MPa
$Re_{11700}$	Mez kluzu v tahu materiálu 11 700	MPa
$Re_{16343}$	Mez kluzu v tahu materiálu 16 343	MPa
$R_{rC} / R_{rD}$	Reakce v podporách C / D otočného čepu	N
$S_{oAL}$	Statická bezpečnost axiálního ložiska	-
$S_{oDL}$	Statická bezpečnost dvouřadého kuličkového ložiska	-
$S_{oRL}$	Statická bezpečnost radiálního ložiska	-
$S_{NS}$	Plocha průřezu nosného sloupu	mm <sup>2</sup>
$S_R$	Plocha průřezu pevného ramene	mm <sup>2</sup>
$S_V$	Plocha průřezu výložníku	mm <sup>2</sup>
$W_{oR}$	Minimální potřebný průřezový modul pevného ramene	cm <sup>3</sup>
$W_{oV}$	Minimální potřebný průřezový modul výložníku	cm <sup>3</sup>
$a$	Materiálová konstanta	-
$a_{Bř}$	Vzdálenost těžiště břemene od bodu rotace	m
$a_{čA}$	Šířka stěny uložení v čepovém spoji A	mm

$a_{\check{c}B}$	Šířka patky čepového spoje B	mm
$a_{j\check{r}}$	Vzdálenost těžiště jeřábu od bodu rotace	m
$a_{kl}$	Vzdálenost kleštin od bodu rotace	m
$a_{L\check{S}}$	Šířka patky šroubového spoje	mm
$a_{nav}$	Vzdálenost těžiště navijáku od bodu rotace	m
$a_{voz}$	Vzdálenost těžiště vozíku od bodu rotace	m
$a_{Rn}$	Vzdálenost síly výložníku od osy lícovaného šroubu	m
$a_{Sm}$	Proměnná vzdálenost osy čepu B od síly břemena	m
$a_{Vn}$	Proměnná vzdálenost síly břemena od podpory	m
$b$	Materiálová konstanta	-
$b_{\check{c}A}$	Vzdálenost mezi stěnami uložení čepového spoje A	mm
$b_{\check{c}B}$	Vzdálenost mezi patkami čepového spoje B	mm
$b_{Rn}$	Vzdálenost síly břemena od osy lícovaného šroubu	m
$b_{Sm}$	Proměnná vzdálenost osy čepu B od těžiště výložníku	mm
$b_V$	Vzdálenost síly od podpory při čtvrtém stavu vysunutí	m
$c_{Sr}$	Vzdálenost osy čepu B od těžiště pevného ramene	mm
$d$	Velký průměr závitu šroubu	mm
$d_{\check{c}}$	Průměr čepů	mm
$d_{HV}$	Průměr díry v pístnici hydraulického válce	mm
$d_{L\check{S}}$	Průměr dříku lícovaného šroubu	mm
$d_{Sr}$	Vzdálenost osy čepu B od osy lícovaného šroubu	mm
$d_2$	Střední průměr závitu šroubu	mm
$d_3'$	Předběžný průměr šroubu	mm
$d_3$	Malý průměr závitu šroubu	mm
$e$	Vzdálenost mezi středy šířek ložisek	m
$f_z$	Součinitel smykového tření v závitech	-
$g$	Tíhové zrychlení	$m \cdot s^{-2}$
$h$	Potřebný posuv šroubu	mm
$hm$	Potřebná výška matice	mm
$i$	Převodový poměr kuželového soukolí	-
$i_{minNS}$	Minimální kvadratický poloměr nosného sloupu	mm
$i_{minR}$	Minimální kvadratický poloměr pevného ramene	mm
$i_{minV}$	Minimální kvadratický poloměr výložníku	mm

$k_{EUKRn}$	Vzpěrná bezpečnost kritického vzpěru dle Eulera	-
$k_s$	Součinitel statické bezpečnosti nosných částí jeřábu	-
$k_{sš}$	Součinitel statické bezpečnosti šroubu	-
$k_{TETKRn}$	Vzpěrná bezpečnost kritického vzpěru dle Tetmayera	-
$k_{TETNS}$	Vzpěrná bezpečnost nosného sloupu dle Tetmayera	-
$k_{TETR}$	Vzpěrná bezpečnost pevného ramene dle Tetmayera	-
$k_{TETV}$	Vzpěrná bezpečnost výložníku dle Tetmayera	-
$l_{KRn}$	Proměnná vzpěrná délka kritického vzpěru	mm
$l_{NS}$	Vzpěrná délka nosného sloupu	mm
$l_R$	Vzpěrná délka pevného ramene	mm
$l_V$	Vzpěrná délka výložníku	mm
$l_{oKRn}$	Proměnná redukovaná vzpěrná délka kritického vzpěru	mm
$l_{oNS}$	Redukovaná vzpěrná délka nosného sloupu	mm
$l_{oR}$	Redukovaná vzpěrná délka pevného ramene	mm
$l_{oV}$	Redukovaná vzpěrná délka výložníku	mm
$l_l$	Zdvih na jednu otáčku	mm
$m$	Maximální hmotnost působící na axiální ložisko	kg
$m_{Břn}$	Proměnná hmotnost břmene	kg
$m_{jř}$	Hmotnost jeřábu	kg
$m_{nav}$	Hmotnost navijáku	kg
$m_{pod}$	Hmotnost podvozku	kg
$m_R$	Hmotnost pevného ramene	kg
$m_V$	Hmotnost výložníku	kg
$n_{Kliky}$	Potřebný počet otočení klikou	ot.
$n_{VZ}$	Součinitel uložení prutu	-
$p_{D11375}$	Dovolený měrný tlak materiálu 11375	MPa
$p_{D42\ 3046}$	Dovolený měrný tlak materiálu 11375	MPa
$p_{1A}$	Výsledné otláčení v místě 1 u čepu A	MPa
$p_{1B}$	Výsledné otláčení v místě 1 u čepu B	MPa
$p_{1LŠ} / p_{2LŠ}$	Výsledné otláčení v místě 1 / 2 u lícovaného šroubu	MPa
$p_{2A} / p_{2B}$	Výsledné otláčení v místě 2 u čepu A / B	MPa
$\alpha$	Úhel profilu zubu	°
$\alpha_1$	Úhel naklopení nosného ramene	°

$\alpha_2$	Úhel mezi nosným sloupem a hydraulickým válcem	°
$\beta$	Koeficient neznámého krutu	-
$\beta_1$	Úhel naklopení hydraulického válce	°
$\beta_2$	Úhel mezi nosným sloupem a nosným ramenem	°
$\eta_{KL}$	Účinnost vodící kladky	-
$\eta_{LP}$	Účinnost lanového převodu	-
$\lambda_{KRn}$	Proměnná štíhlost kritického vzpěru	-
$\lambda_m$	Mezní štíhlost	-
$\lambda_{NS}$	Štíhlost nosného šroubu	-
$\lambda_R$	Štíhlost pevného ramene	-
$\lambda_V$	Štíhlost výložníku	-
$\sigma_{DOV\check{S}}$	Dovolené ohybové napětí šroubu	MPa
$\sigma_{DOV11375}$	Dovolené ohybové napětí materiálu 11 375	MPa
$\sigma_{DOV16343}$	Dovolené ohybové napětí materiálu 16 343	MPa
$\sigma_{d\check{S}}$	Normálové ohybové napětí ve šroubu	MPa
$\sigma_{oA} / \sigma_{oB}$	Ohybové napětí v čepu A / B	MPa
$\sigma_{red}$	Redukované napětí šroubu	MPa
$\sigma_{TKRn}$	Proměnné tetmayerovo napětí při kritické variantě vzpěru	MPa
$\sigma_{TNS}$	Tetmayerovo napětí nosného sloupu	MPa
$\sigma_{TR}$	Tetmayerovo napětí pevného ramene	MPa
$\sigma_{TV}$	Tetmayerovo napětí výložníku	MPa
$\sigma_u11375$	Mez úměrnosti materiálu 11 375	MPa
$\tau_{DOV16343}$	Dovolené smykové napětí materiálu 16 343	MPa
$\tau_{maxA} / \tau_{maxB}$	Maximální smykové napětí v čepu A / B	MPa
$\tau_{maxL\check{S}}$	Maximální smykové napětí v lícovaném šroubu	MPa
$\tau_{\check{S}}$	Smykové napětí ve šroubu	MPa
$\varphi'$	Redukovaný třecí úhel	°
$\psi$	Úhel stoupání závitu	°

## 0 Úvod

V současné době se na trhu vyskytuje velké množství různých typů jeřábů. Jejich využití najdeme v jakémkoliv odvětví průmyslu, ve kterém je třeba manipulovat s břemeny se střední až velmi vysokou hmotností.

Diplomová práce se zabývá návrhem otočného výložníkového jeřábu pro montážní vozík, který je určen k opravě kolejových tratí. Navržený jeřáb musí být schopen manipulovat s břemeny o hmotnosti 1 000 kg při vyložení 1 500 mm. Sklápění nosného ramene bude realizováno pomocí hydraulického pístu s ruční pumpou. Pro zvedání břemen je třeba využít ruční kladkostroj. Dále je nutné zajistit ochranu proti překlopení jeřábu přichycením ke kolejím. Dle požadavku musí být jeřáb snadno demontovatelný od konstrukce vozíku z důvodu využití vozíku pro jiné účely. Rozchod kol vozíku musí odpovídat 1 435 mm. Při návrhu bereme v potaz také požadavek na maximální využití standardních a normovaných dílů.

Cílem práce je vypracovat přehled jeřábů. Poté na základě zvoleného řešení vytvořit konstrukční návrh kolejového jeřábu s ručním pohonem. Dle silového působení břemene na jeřáb jsou zvoleny nebo navrženy hlavní části jeřábu. Navržené části jsou dále podrobeny pevnostním kontrolám. Také je provedena kontrola proti převržení jeřábu a statická kontrola zatěžovaných ložisek. Na závěr je zhotovena výrobní dokumentace v zadaném rozsahu.

# 1 Přehled jeřábů

Jsou to zařízení, pomocí kterých přemísťujeme břemena ve svislém i vodorovném směru, přičemž břemeno je zavěšeno pomocí háku nebo uchopeno jiným způsobem. Pohyby jeřábů jsou limitovány jejich zdvihem, pojezdem a rozsahem otáčení ramene. Při manipulaci s břemeny se jedná hlavně o operace jako je nakládka, vykládka, překládka a samotná přeprava. Tato zařízení jsou hojně používána snad v každém odvětví průmyslu, kde je třeba manipulace s břemeny se střední až velmi vysokou hmotností. Trh je zásoben dostatečným počtem jeřábů, s možným působením v různých pracovních podmínkách. Jeřáby klasifikujeme dle jejich konstrukce, pohonu, způsobu práce a také pro jaké účely jsou využívány. Způsobem práce je myšleno je-li jeřáb otočný, pojízdný nebo nepojízdný. Dále je rozlišujeme dle nosnosti, zdvihu a také délky vyložení jeřábu. Podle druhu práce mohou být jeřáby dílenské, montážní, hutní, skládkové, stavební, železniční, přístavní a vodní. [3] [14]

## 1.1 Mostové jeřáby

Nosnou část tohoto zařízení tvoří jeřábový most, který má možnost pojezdu po jeřábové dráze. Tato dráha je upevněna ke stěnám vysoko nad podlahou objektů, ve kterých jsou tyto druhy jeřábu využívány. Z toho plyne jejich velká výhoda, a to je úspora pracovního prostoru v již tak přeplněných provozních halách a skladech. Další výhodou je také výška zdvihu. Součástí mostu je tzv. kočka, která má za úkol jak zvedání břemene, tak i posuv po samotném mostu. Manipulačním prostorem je tedy obdélník. Tyto jeřáby mohou disponovat jednou či více kočkami, které mohou pracovat samostatně nebo v kooperaci. Pohon mostových jeřábů je většinou elektrický, v případě malého jeřábu také ruční. Zařízení pro zdvih má nejčastěji kladnici s hákem. Jejich nosnost je v desítkách až stovkách tun. V praxi jsou používány jeřáby jednonosníkové nebo dvounosníkové. Jsou to jedny z nejvíce využívaných jeřábů. [3] [14]



*Obr. 1 – Dvounosníkový mostový jeřáb [15]*

## 1.2 Portálové a poloportálové jeřáby

Nosnou část tohoto zařízení tvoří jeřábový portál. Tento tzv. portál je tvořen z jeřábového mostu a dvou podpěr. Portál je buď pevně přichycen k podlaze nebo se pohybuje po jeřábové dráze, která je součástí podlahy. Vedle kolejových podvozků jsou i podvozky kolové, se kterými je jeřáb schopen i zatáčet. Poloportálový jeřáb je konstrukčně mezi jeřábem mostovým a portálovým. Z důvodu toho, že jedna část jeřábové dráhy je upevněna na stěně budovy a druhá část je na podlaze, tak jako u jeřábu portálového. Tyto jeřáby jsou vybaveny buď kočkou, která funguje na stejném principu jako u mostového jeřábu, nebo také otočným výložníkem, který se používá u přístavních portálových jeřábů. Pohon je zpravidla elektrický. Nosnost těchto jeřábů je v desítkách tun a výška zdvihu je v desítkách metrů. Největší portálové jeřáby jsou využívány v přístavech. [3] [8]



*Obr. 2 – Portálový jeřáb [19]*



*Obr. 3 – Poloportálový jeřáb [8]*



*Obr. 4 – Přístavní portálový jeřáb [22]*



### 1.3 Sloupové a věžové jeřáby

Jak u sloupových, tak věžových jeřábů je výložník otočný nebo částečně otočný kolem osy nosného sloupu. Ve většině případů je možné výložník sklápět, proto je jeřáb schopen efektivně obsluhovat určitou kruhovou plochu určenou délkou vyložení. Naopak u jeřábů s pevným horizontálním výložníkem, který není možné sklápět, je proměnné vyložení jeřábu vyřešeno použitím jeřábové kočky. Kočka je uložena na výložníku, po kterém se pohybuje obdobně jako na mostových a portálových jeřábech. Sloupové a věžové jeřáby dále dělíme na jeřáby s otočným nosným sloupem a na jeřáby s pevným sloupem. Také jsou rozlišovány podle toho jsou-li schopny pojezdu nebo jsou stacionární. Věžové jeřáby jsou využívány spíše ve stavebnictví. Sloupové jeřáby můžeme využívat kupříkladu ve výrobních halách k dopravě těžších polotovarů. U všech jeřábů s proměnným vysunutím výložníku je nosnost závislá na vzdálenosti břemene od osy otáčení. [3]



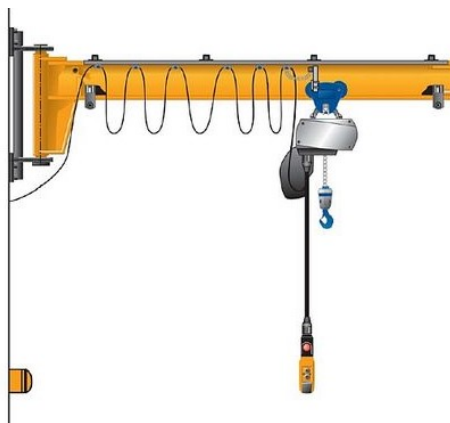
Obr. 5 – Sloupový jeřáb [5]



Obr. 6 – Věžový jeřáb [27]

### 1.4 Konzolové jeřáby

Jsou to jednoduché jeřáby, které jsou nedílnou součástí dílen. Mnohdy s ručním ovládáním otoče. Konzolové jeřáby nevyžadují pro upevnění žádnou podlahovou plochu. Jejich montáž je velmi jednoduchá. Jsou určeny především k uchycení na ocelových nebo železobetonových sloupech haly. Mají proměnlivé vyložení, které je dosaženo pomocí pojízdné kočky. Zdvih a pojezd kladkostroje je buď ruční nebo elektrický. Ve většině případů jsou tyto jeřáby otočné v rozsahu 180°. Ovšem jsou i případy, kdy je úhel otáčení možný až 270°. Na trhu jsou jeřáby tohoto typu s nosností do 20 t a délkou výložníku v závislosti na nosnosti až 20 m. [3]



*Obr. 7 – Konzolový jeřáb [11]*

## 1.5 Silniční a kolejové jeřáby

Výložníkové jeřáby jsou jeřáby pohyblivé na různých typech podvozků, dle kterých je také rozlišujeme. Podvozky mohou být kolové, pásové, železniční, plovoucí. Výložníky jsou pevné nebo teleskopické. Pohon jeřábu je limitován motorem podvozku. Výhodou vozidlových jeřábů kromě železničních je, že při přejezdu nejsou vázány na kolejovou dráhu. Z toho důvodu se tyto jeřáby snadno dopravují k místům, kde jsou zapotřebí. Pro častý transport mají jeřáby možnost složení do své minimální možné výšky i délky. Převahu na trhu mají jeřáby automobilové pro svou mobilitu, nosnost až 1200 t a zdvihu do 170 m. Tyto jeřáby je nutné před užíváním zaparkovat a zajistit pomocí podpěr. Kolejové jeřáby dělíme na nádvorní na železniční. Nádvorní jeřáby se používají v areálech podniků, které disponují kolejovou tratí. Jeřáby železniční splňují podmínky přepravy po kolejových tratích SŽDČ a slouží k likvidacím havárií na trati nebo údržbě. Automobilové jeřáby za poslední dobu prošly velkým vývojem, což dokazuje jeřáb Liebherr LTM 11200-9.1. Pohony vozidlových jeřábů jsou řešeny pomocí spalovacích motorů, a to konkrétně dieselhydraulickým nebo dieselelektrickým. [3] [14]



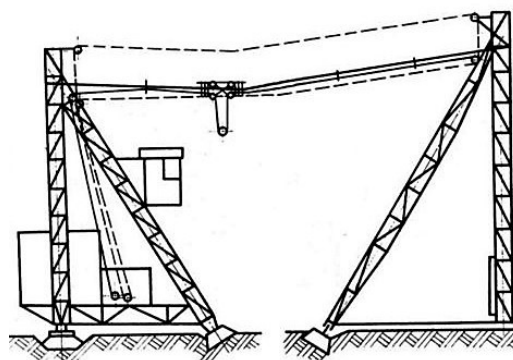
*Obr. 8 – Silniční jeřáb LTM 11200-9.1 [24]*



*Obr. 9 – Kolejový jeřáb GS 150.14 TR [10]*

## 1.6 Lanové jeřáby

Lanové či kabelové jeřáby se konstrukčně podobají lanovkám. Jsou to specifické jeřáby, kde se kočka pohybuje po napjatém nosném laně mezi podpěrnými konstrukcemi. Pohyb kočky je uskutečněn pomocí tažného lana. Zvedání a spouštění břemen lanem zdvihacím. Tažné a zdvihací lano je navijeno na bubny, které jsou součástí strojovny u jedné z podpěr. Podpěry musí být ukotveny v masivních základech a mnohdy jsou doplněny kotvícím lanem. Tyto jeřáby jsou hlavně využívány v lomech k přesunu vytěženého materiálu. Výhody tohoto jeřábu spočívají v nízké hmotnosti a velkém pracovním rozpětí až 1 000 m. Nosnost lanových jeřábů se pohybuje až v desítkách tun dle mohutnosti konstrukce. [3] [14]



*Obr. 10 – Lanový jeřáb [13]*

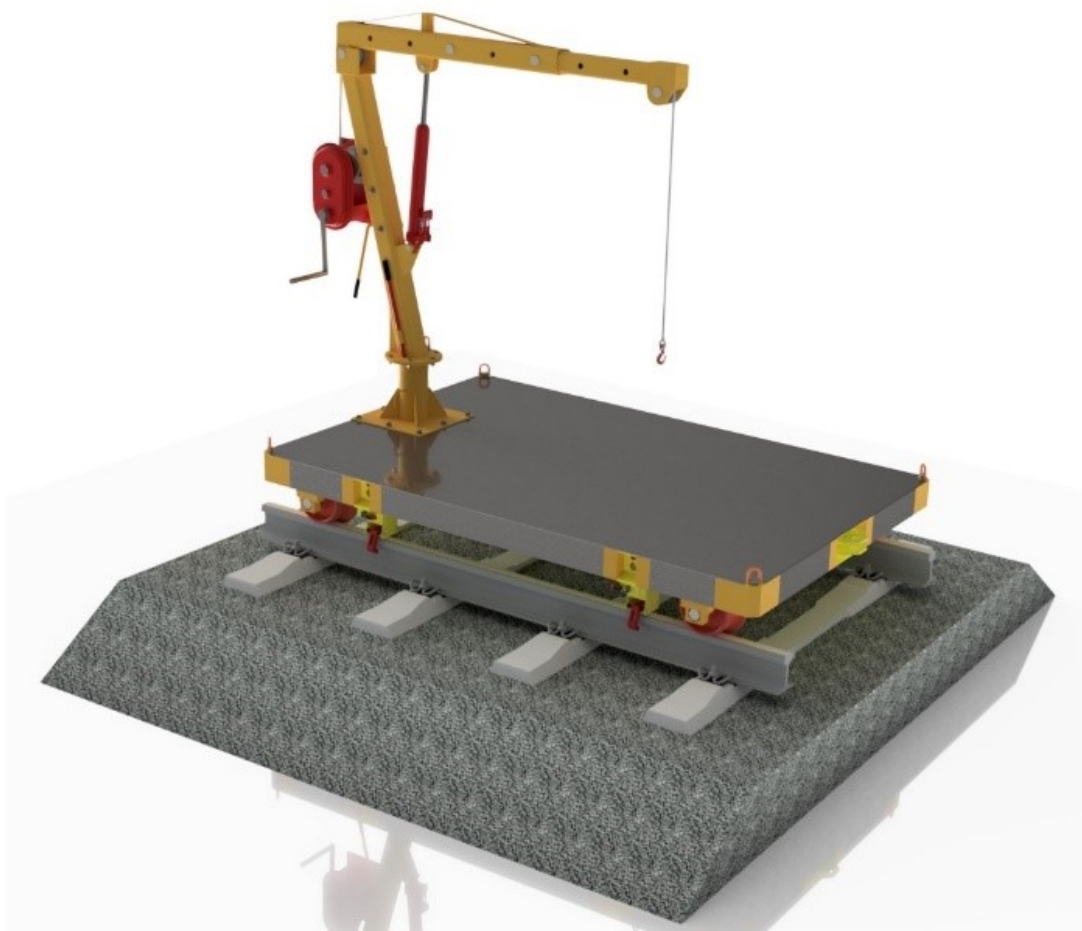
## 2 Popis kolejového jeřábu s ručním pohonem

Kolejový jeřáb je určen pro pohyb na kolejových tratích s rozchodem 1 435 mm. Slouží pro údržbářské čety, které mají za úkol opravu tratí. Tato údržba obsahuje například výměnu pražců a jiné těžké práce. Z tohoto důvodu je zkonstruován kolejový jeřáb s ručním pohonem pro manipulaci s převáženými břemeny v místě opravy, nakládky nebo vykládky.

Jeřáb je možné nastavit do pěti různých výsuvných stavů s různými nosnostmi. Také má možnost rotovat kolem své osy o 360 ° díky otočnému čepu uloženému v základně. Tento pohyb je možné řídit pomocí sklopné řídicí tyče, která je uložena na nosném sloupu. Rameno jeřábu je možné sklápět pomocí ručního hydraulického válce [7]. Pro zajištění možnosti zvedání břemene byl zvolen ruční lanový naviják [23]. Součástí navijáku je lano, které je vedeno uvnitř sklápěného ramene pomocí dvou vodičích kladek. Jako mezičlánek mezi nosným lanem a břemenem byl použit otočný hák WSBW [30]. Otočný hák je spojen s lanem pomocí lisovací nerezové objímky [16]. Svařovaná konstrukce vozíku je tvořena z U profilů. Ložná plocha vozíku je vyrobena ze podestového plechu, který byl vybrán pro své protiskluzové vlastnosti. Součástí vozíku a jeřábu jsou navařovací vázací body [18], které slouží k odejmutí celého zařízení z kolejové tratě. Důvodem může být generální údržba. Dle požadavku využití samotného vozíku je jeřáb s vozíkem spojen pomocí osmi šroubů velikosti M16, čímž je zaručena snadná a rychlá demontáž jeřábu.

Manipulace s břemeny je možná pouze v případě, kdy je kolejový jeřáb v klidovém stavu. Je také podmínkou, že při každé manipulaci s břemeny musí být jeřáb přichycen ke hlavám kolejnic. Z tohoto důvodu jsou součástí podvozku zkonstruovány sklopitelné kleštiny, které se nachází u každého kola. Ty zamezují riziku převržení. Jelikož čelisti kleštin zasahují pod hranici bodu dotyku kol s podkladem disponují možností sklopení. Pozice sklopné kleštiny zaaretujeme pomocí zakoupené přímé upínky [21] a aretačního plechu, který je součástí pouzdra kleštin.

Pro přesun jeřábu k místu opravy je třeba tažné tyče, kterou spojíme za pomoci čepů s dopravním prostředkem, kterým se údržbářská četa dopravuje na místa oprav.



*Obr. 11 – Kolejový jeřáb s ručním pohonem*

*Tab. 1 – Hlavní parametry kolejového jeřábu*

Název	Hodnota	Jednotka
Maximální vysunutí výložníku	2 000	mm
Maximální nosnost jeřábu	1 500	kg
Maximální nosnost vozíku	4 000	kg
Rozměry kolejového jeřábu	3 195 x 1 804 x 2 490	mm
Rozměr ložné plochy vozíku	2 806 x 1 804	mm
Hmotnost vozíku	662	kg
Hmotnost jeřábu	266	kg
Celková hmotnost	928	kg

### 3 Konstrukce kolejového jeřábu s ručním pohonem

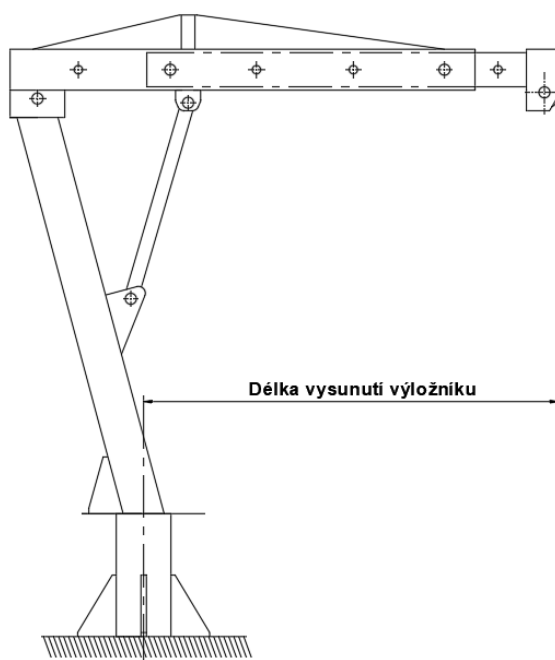
Hlavním kritériem při konstrukci tohoto zařízení bylo použití již používaných dílů pro jiné typy vozíků od firmy Koexpro a.s. Dalším kritériem bylo maximální využití snadno vyrobitelných a normovaných dílů.

#### 3.1 Stanovení výsuvných stavů výložníku

Při určení těchto stavů bylo vycházeno z požadavku, že jeřáb musí být schopen manipulovat s břemeny o hmotnosti 1 000 kg při vysunutém výložníku 1 500 mm. Jak lze vidět v Tab. 2, jeřáb disponuje pěti stavy vysunutí s proměnlivou nosností. Což znamená čím větší vysunutí výložníku tím nižší nosnost jeřábu. Délku vysunutí výložníku měříme od osy základny k ose svislého lana, jak lze vidět v Obr. 12.

Tab. 2 – Stanovení výsuvných stavů výložníku

Stav vysunutí	Vysunutí výložníku [mm]	Maximální dovolená hmotnost manipulovaného břemene [kg]
	-	$m_{Břn}$
1	1 000	1 500
2	1 250	1 250
3	1 500	1 000
4	1 750	750
5	2 000	500



Obr. 12 – Schématické vysunutí výložníku

### 3.2 Volba navijáku

Pro zajištění schopnosti jeřábu zvedat břemena a dále požadavku na ruční pohon tohoto zařízení byl zvolen ruční lanový naviják HAACON typ 220.2 s nosností 2 000 kg [23]. Technické data navijáku jsou zobrazeny v Tab. 3. Součástí navijáku je šestipramenné ocelové lano o průměru 12 mm. Naviják je také opatřen brzdou, která zamezuje spadnutí břemene. Mezi výhody zvoleného navijáku patří vysoká účinnost, bezpečnostní skládatelná klika a antikorozní povrch. Jako mezistupeň mezi nosným lanem a břemenem byl zvolen otočný hák WSBW s nosností 2 000 kg [30]. Součástí tohoto háku je osová ložisko, které umožňuje otáčení pod zátěží což je velkou výhodou. Háček je také vybaven bezpečnostní pojistkou, čímž zabráňuje vyklouznutí břemene. Lano s háčkem spojíme za pomoci nerezové lisovací objímky vel. 12 EN 13411-3 [16].



Obr. 13 – Ruční lanový naviják [23]



Obr. 14 – Otočný hák [30]

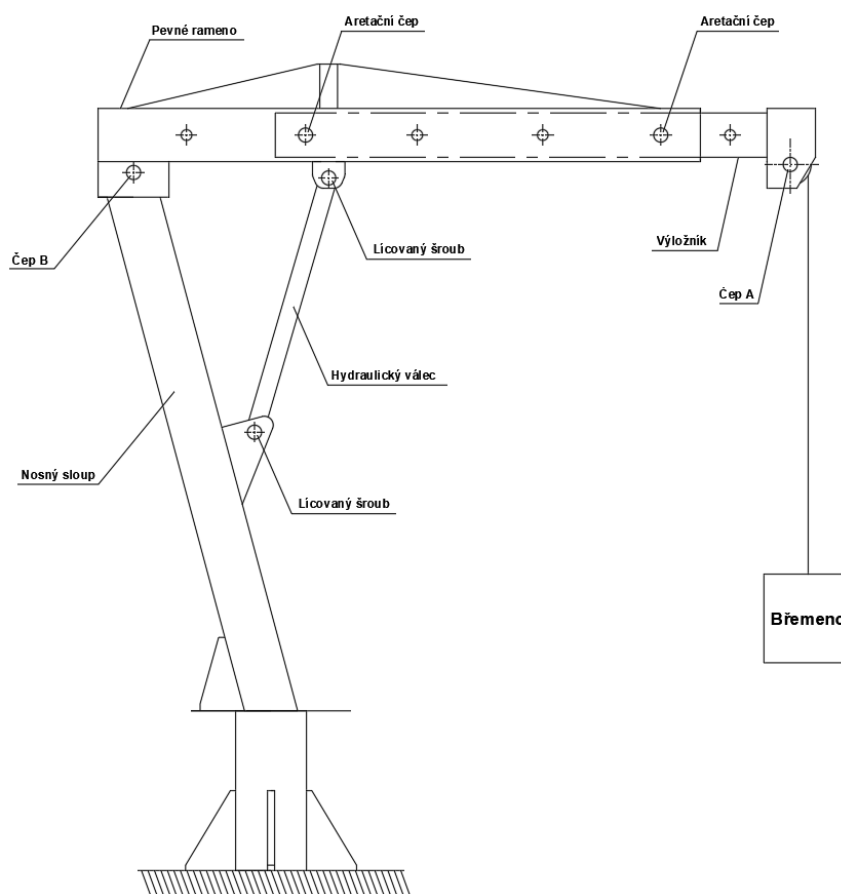
Tab. 3 – Technické údaje navijáku [23]

Název	Hodnota	Jednotka
Nosnost	2 000	kg
Síla na kliku	320	N
Zdvih na otáčku klikou	16	mm
Kapacita lana	8 000	mm
Průměr lana	12	mm
Hmotnost	23	kg

### 3.3 Návrh nosných částí jeřábu

Nosné rameno jeřábu je složeno z pevného ramena a výložníku. Další částí jeřábu je nosný sloup. Nosné rameno je kloubově spojeno za pomoci čepu s nosným sloupem a lícovaným šroubem s hydraulickým válcem. Tento válec je na svém druhém konci připojen k nosnému sloupu totožným lícovaným šroubem. Z důvodů těchto uložení nosné rameno

disponuje omezenou pohyblivostí, a to jen rotací kolem čepu spojující nosné rameno s nosným sloupem a ta je navíc limitována výsuvem hydraulického válce. Výložník je uložen v pevném rameni a jeho aretace je vyřešena za pomoci aretačních čepů se závlačkami. Výložník může být vysunut v pěti polohách a každá poloha má různou nosnost, jak je uvedeno v kapitole 3.1. Nosné části jeřábu budou voleny ze čtvercových svařovaných profilů černých dle EN 10219. Materiál profilů S235JR což odpovídá dle ČSN 11 375. Je to nelegovaná ocel obvyklých jakostí, svařitelná, vhodná na výrobu dutých profilů. Mez kluzu zvoleného materiálu  $Re_{11375} = 235 \text{ MPa}$  [28]. Statickou bezpečnost potřebnou pro určení dovoleného ohybového napětí  $\sigma_{DOV11375}$  volíme  $k_s = 2$ .



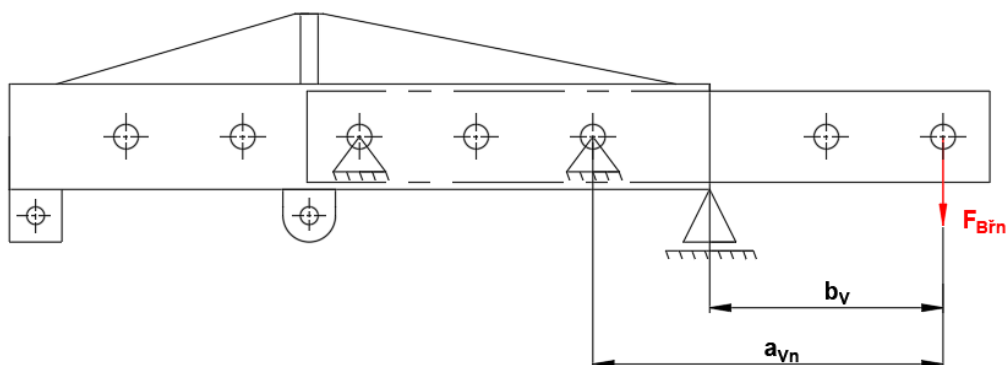
Obr. 15 – Schématické zobrazení nosných částí jeřábu

### Návrh výložníku

Při prvních čtyřech výsuvných stavech je výložník zajištěn pomocí dvou čepů. Pátou polohu, kdy je výložník nejvíce vysunut je zajištěn jedním čepem a opírá se o vnitřní hranu pevného ramene. Nejvyšší ohybové napětí vzniká při vodorovné poloze ramene. Při prvních čtyřech výsuvných polohách výložníku v místě spojení pevného ramene a výložníku aretačním čepem. V páté výsuvné poloze vzniká největší ohybové napětí v místě, kde se



výložník opírá o vnitřní hranu pevného ramene. Výpočtem zjistíme maximální ohybový moment a dle něj bude polotovar výložníku zvolen.



Obr. 16 – Výpočtové schéma výložníku

Pro určení maximálního ohybového momentu  $M_{oVmax}$  je nutno pro začátek určit dílčí ohybové momenty  $M_{oVn}$ . Následně nejvyšší ohybový moment bude klasifikován jako maximální. Z důvodu více výsuvných stavů výložníku je vytvořena tabulka hodnot vstupujících do výpočtu viz Tab. 4. Tyto hodnoty jsou závislé na stavu vysunutí výložníku.

Tab. 4 – Vstupující hodnoty do výpočtu dílčích momentů výložníku

Stav vysunutí	Proměnná vzdálenost síla břemena od podpory [m]		Síla břemena působící na výložník [N]
	$a_{vn}$	$b_v$	$F_{Břn}$
1	0,234	-	14 715
2	0,484	-	12 262,5
3	0,734	-	9 810
4	0,984	-	7 357,5
5	-	1,062	4 905

Výpočet působících ohybových momentů výložníku:

$$M_{oV1} = F_{Bř1} \cdot a_{V1} = 14\,715 \cdot 0,234 = 3\,443,3 \text{ Nm} \quad (1)$$

$$M_{oV2} = F_{Bř2} \cdot a_{V2} = 12\,262,5 \cdot 0,484 = 5\,935 \text{ Nm} \quad (2)$$

$$M_{oV3} = F_{Bř3} \cdot a_{V3} = 9\,810 \cdot 0,734 = 7\,200,5 \text{ Nm} \quad (3)$$

$$M_{oV4} = F_{Bř4} \cdot a_{V4} = 7\,357,5 \cdot 0,984 = 7\,239,8 \text{ Nm} \quad (4)$$

$$M_{oV5} = F_{Bř5} \cdot b_v = 4\,905 \cdot 1,062 = 5\,209,1 \text{ Nm} \quad (5)$$

$$M_{oVmax} = M_{oV4} = 7\,239,8 \text{ Nm} \quad (6)$$

Vycházíme ze vztahu pro ohybové napětí:

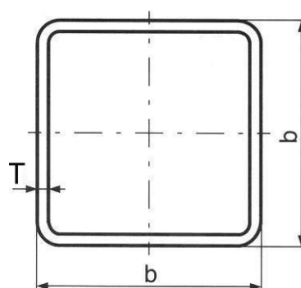
$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} \leq \sigma_{DOV} \quad (7)$$

$$\sigma_{DOV11375} = \frac{R_{e11375}}{k_s} = \frac{235}{2} = 117,5 \text{ MPa} \quad (8)$$

Určení minimálního potřebného průřezového modulu:

$$W_{ov} \geq \frac{M_{ov_{max}}}{\sigma_{DOV11375}} = \frac{7\,239,8}{117,5 \cdot 10^6} = 6,1615 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3 = 61,615 \text{ cm}^3 \quad (9)$$

Vzhledem k vypočtené hodnotě  $W_{ov}$  byl zvolen čtvercový profil s rozměry 100x10 mm. Další parametry jsou shrnuty v Tab. 5.



Obr. 17 – Čtvercový uzavřený profil [20]

Tab. 5 – Parametry profilu použitého pro výložník

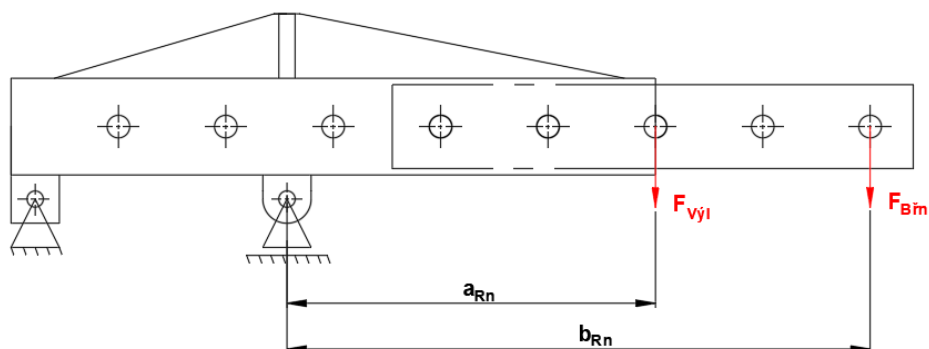
Název	Značka	Rozměr	Jednotka
Výška profilu	b	100	mm
Tloušťka profilu	T	10	mm
Hmotnost	m	24,8	kg/m
Plocha průřezu	A	32,6	cm <sup>2</sup>
Průřezový modul	W <sub>o</sub>	82,2	cm <sup>3</sup>

Parametry profilu použitého pro výložník jsou vyčteny z obsahového centra softwaru Autodesk Inventor Professional 2018.

### Návrh pevného ramene

Pevné rameno je kloubově spojeno s nosným sloupem pomocí čepu B. S hydraulickým válcem je spojeno taktěž kloubově za pomoci lícovaného šroubu. Největší namáhání nastává při vodorovné poloze v místě spojení pevného ramene s hydraulickým

válcem. Výpočet probíhá obdobně jako u výložníku navíc s vahou samotného výložníku. Rameno je také vybaveno táhly pro snížení účinku ohybu na zvolený profil.



Obr. 18 – Výpočtové schéma pevného ramene

Pro výpočet síly výložníku potřebujeme znát hmotnost výložníku  $m_v = 42,5$  kg.

Výpočet síly výložníku:

$$F_{Vyl} = m_v \cdot g = 42,5 \cdot 9,81 = 416,9 \text{ N} \quad (10)$$

Působení maximálního ohybového momentu  $M_{oRmax}$  na pevné rameno určíme obdobně jako u návrhu výložníku. Ovšem s jedním rozdílem, že do výpočtu zahrneme i silové působení vzniklé od hmotnosti výložníku. Taktéž jako u návrhu výložníku je vytvořena tabulka hodnot vstupujících do výpočtu viz Tab. 6.

Tab. 6 – Vstupující hodnoty do výpočtu dílčích momentů pevného ramene

Stav vysunutí	Proměnná vzdálenost síly výložníku od osy lícovaného šroubu [m]	Proměnná vzdálenost síly břemena od osy lícovaného šroubu [m]	Síla břemena působící na pevné rameno [N]
	$a_{Rn}$	$b_{Rn}$	$F_{Břn}$
1	0,396	0,922	14 715
2	0,646	1,172	12 262,5
3	0,896	1,422	9810
4	1,146	1,672	7 357,5
5	1,396	1,922	4 905

Výpočet působících momentů:

Obecná rovnice

$$M_{oRn} = F_{Vyl} \cdot a_{Rn} + F_{Břn} \cdot b_{Rn} \quad (11)$$

Dosazení do rovnice

$$M_{oR1} = 416,9 \cdot 0,396 + 14\,715 \cdot 0,922 = 13\,732,3 \text{ Nm} \quad (12)$$

$$M_{oR2} = 416,9 \cdot 0,646 + 12\,262,5 \cdot 1,172 = 14\,641 \text{ Nm} \quad (13)$$

$$M_{oR3} = 416,9 \cdot 0,896 + 9\,810 \cdot 1,422 = 14\,323,4 \text{ Nm} \quad (14)$$

$$M_{oR4} = 416,9 \cdot 1,146 + 7\,357,5 \cdot 1,672 = 12\,779,5 \text{ Nm} \quad (15)$$

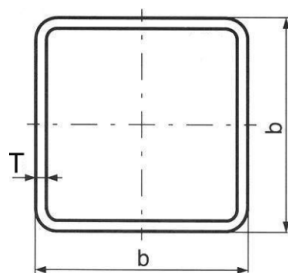
$$M_{oR5} = 416,9 \cdot 1,396 + 4\,905 \cdot 1,922 = 10\,009,4 \text{ Nm} \quad (16)$$

$$M_{oRmax} = M_{oR2} = 14\,641 \text{ Nm} \quad (17)$$

Určení minimálního potřebného průřezového modulu:

$$W_{oR} \geq \frac{M_{oRmax}}{\sigma_{DOV11375}} = \frac{14\,641}{117,5 \cdot 10^6} = 1,24604 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3 = 124,604 \text{ cm}^3 \quad (18)$$

Vzhledem k vypočtené hodnotě  $W_{oR}$  byl zvolen čtvercový profil s rozměry 130x10 mm. Další parametry jsou shrnuty v Tab. 7.



Obr. 19 – Čtvercový uzavřený profil [20]

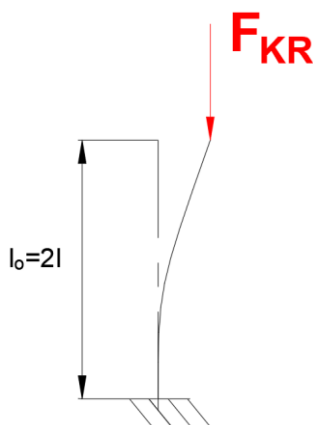
Tab. 7 – Parametry profilu použitého na pevné rameno

Název	Značka	Rozměr	Jednotka
Výška profilu	b	130	mm
Tloušťka profilu	T	12	mm
Hmotnost	m	31,8	kg/m
Plocha průřezu	A	40,6	cm <sup>2</sup>
Průřezový modul	Wo	156,87	cm <sup>3</sup>

Parametry profilu použitého pro výložník jsou vyčteny z obsahového centra softwaru Autodesk Inventor Professional 2018.

## Kontrola nosných částí jeřábu na vzpěr

Nosné části jeřábu jsou vyrobeny ze čtvercových profilů z oceli 11 375. Modul pružnosti materiálu  $E = 2,1 \cdot 10^5$  MPa [9]. Do výpočtů je zvolen první způsob uložení. To znamená, že jeden konec je upnutý a druhý volný. Mez úměrnosti materiálu  $\sigma_{u_{11375}} = 75$  MPa [9]. V námi zvoleném způsobu uložení vystupuje číselná konstanta charakterizující způsob uložení prutu  $n_{vz} = \frac{1}{4}$  [1].



Obr. 20 – Zvolený případ vzpěru nosných profilů

## Kontrola výložníku

Výložník je osově zatížen od síly působící v laně  $F_{L1} = 15\,321,7$  N (79). Vzpěrná délka výložníku  $l_V = 1\,185$  mm. Minimální kvadratický moment výložníku  $J_{minV} = 4\,110\,000$  mm<sup>4</sup>. Plocha průřezu výložníku  $S_V = 3\,260$  mm<sup>2</sup>.

Stanovení redukované délky prutu:

$$l_{oV} = 2 \cdot l_V = 2 \cdot 1\,185 = 2\,370 \text{ mm} \quad (19)$$

Výpočet štíhlostního poměru:

$$i_{minV} = \sqrt{\frac{J_{minV}}{S_V}} = \sqrt{\frac{4\,110\,000}{3\,260}} = 35,5 \text{ mm} \quad (20)$$

$$\lambda_V = \frac{l_{oV}}{i_{minV}} = \frac{2\,370}{35,5} = 66,7 \quad (21)$$

Výpočet mezní štíhlosti:

$$\lambda_m = \pi \cdot \sqrt{\frac{n_{vz} \cdot E}{\sigma_{u_{11375}}}} = \pi \cdot \sqrt{\frac{\frac{1}{4} \cdot 2,1 \cdot 10^5}{75}} = 83,1 \quad (22)$$

Podmínka vzpěru dle Euler:

$$\lambda_v \geq \lambda_m \quad (23)$$

$$66,7 \geq 83,1$$

Podmínka není splněna, proto pokračujeme kontrolou v nepružné oblasti materiálu dle Tetmayera. Materiálové konstanty odpovídají  $a = 289$ ,  $b = 0,82$  dle [2].

Výpočet Tetmayerova napětí:

$$\sigma_{TV} = a - b \cdot \lambda_v = 289 - 0,82 \cdot 66,7 = 234,3 \text{ MPa} \quad (24)$$

Výpočet Tetmayerovy kritické síly:

$$F_{KRV} = \sigma_{TV} \cdot S_V = 234,3 \cdot 3\,260 = 763\,730,6 \text{ N} \quad (25)$$

Výpočet vzpěrné bezpečnosti dle Tetmayera:

$$k_{TETV} = \frac{F_{KRV}}{F_{L1}} = \frac{763\,730,6}{15\,321,7} = 49,8 \quad (26)$$

Výsledná bezpečnost vyhovuje.

### Kontrola pevného ramene

Pevné rameno je taktéž jako výložník osově zatíženo od síly působící v laně  $F_{L1} = 15\,321,7 \text{ N}$  (79). Vzpěrná délka pevného ramena  $l_R = 1175 \text{ mm}$ . Minimální kvadratický moment  $J_{minR} = 11\,336\,192 \text{ mm}^4$ . Plocha průřezu pevného nosníku  $S_R = 5\,457,6 \text{ mm}^2$ .

Stanovení redukované délky prutu:

$$l_{oR} = 2 \cdot l_R = 2 \cdot 1\,175 = 2\,350 \text{ mm} \quad (27)$$

Výpočet štíhlostního poměru:

$$i_{minR} = \sqrt{\frac{J_{minR}}{S_R}} = \sqrt{\frac{11\,363\,192}{5\,457,6}} = 45,6 \text{ mm} \quad (28)$$

$$\lambda_R = \frac{l_{oR}}{i_{minR}} = \frac{2\,350}{45,6} = 51,6 \quad (29)$$

Výpočet mezní štíhlosti:

$$\lambda_m = \pi \cdot \sqrt{\frac{n_{vz} \cdot E}{\sigma_{u_{11375}}}} = \pi \cdot \sqrt{\frac{\frac{1}{4} \cdot 2,1 \cdot 10^5}{75}} = 83,1 \quad (30)$$

Podmínka vzpěru dle Euler:

$$\lambda_R \geq \lambda_m \quad (31)$$

$$51,6 \geq 83,1$$

Podmínka není splněna, proto pokračujeme kontrolou v nepružné oblasti materiálu dle Tetmayera. Materiálové konstanty odpovídají  $a = 289$ ,  $b = 0,82$  dle [2].

Výpočet Tetmayerova napětí:

$$\sigma_{TR} = a - b \cdot \lambda_R = 289 - 0,82 \cdot 51,6 = 246,7 \text{ MPa} \quad (32)$$

Výpočet Tetmayerovy kritické síly:

$$F_{KRR} = \sigma_{TR} \cdot S_R = 246,7 \cdot 5\,457,6 = 1\,346\,503,4 \text{ N} \quad (33)$$

Výpočet vzpěrné bezpečnosti dle Tetmayera:

$$k_{TETR} = \frac{F_{KRR}}{F_{L1}} = \frac{1\,346\,503,4}{15\,321,7} = 87,9 \quad (34)$$

Výsledná bezpečnost vyhovuje.

### Kontrola nosného sloupu

Jako polotovar nosného sloupu byl zvolen čtvercový profil 130x16 mm. Nosný sloup je zatížen silou  $F_{V2} = 34\,105,9 \text{ N}$  (88). Vzpěrná délka nosného sloupu  $l_{NS} = 1\,175 \text{ mm}$ . Minimální kvadratický moment nosného sloupu  $J_{minNS} = 12\,921\,259 \text{ mm}^4$ . Plocha průřezu nosného sloupu  $S_{NS} = 6\,938,2 \text{ mm}^2$ . Parametry použitého profilu jsou vyčteny z obsahového centra softwaru Autodesk Inventor Professional 2018.

Stanovení redukované délky prutu:

$$l_{oNS} = 2 \cdot l_{NS} = 2 \cdot 1\,175 = 2\,350 \text{ mm} \quad (35)$$

Výpočet štíhlostního poměru:

$$i_{minNS} = \sqrt{\frac{J_{minNS}}{S_{NS}}} = \sqrt{\frac{12\,921\,259}{6\,938,2}} = 43,2 \text{ mm} \quad (36)$$

$$\lambda_{NS} = \frac{l_{oNS}}{i_{minNS}} = \frac{2\,914}{43,2} = 67,5 \quad (37)$$

Výpočet mezní štíhlosti:

$$\lambda_m = \pi \cdot \sqrt{\frac{n_{vz} \cdot E}{\sigma_{u_{11375}}}} = \pi \cdot \sqrt{\frac{\frac{1}{4} \cdot 2,1 \cdot 10^5}{75}} = 83,1 \quad (38)$$

Podmínka vzpěru dle Eulera:

$$\lambda_{NS} \geq \lambda_m \quad (39)$$

$$67,5 \geq 83,1$$

Podmínka není splněna, proto pokračujeme kontrolou v nepružné oblasti materiálu dle Tetmayera. Materiálové konstanty odpovídají  $a = 289$ ,  $b = 0,82$  dle [2].

Výpočet Tetmayerova napětí:

$$\sigma_{TNS} = a - b \cdot \lambda_{NS} = 289 - 0,82 \cdot 67,5 = 233,6 \text{ MPa} \quad (40)$$

Výpočet Tetmayerovy kritické síly:

$$F_{KRNS} = \sigma_{TNS} \cdot S_{NS} = 233,6 \cdot 6\,938,2 = 1\,620\,949,1 \text{ N} \quad (41)$$

Výpočet vzpěrné bezpečnosti dle Tetmayera:

$$k_{TETNS} = \frac{F_{KRNS}}{F_{V2}} = \frac{1\,620\,949,1}{34\,105,9} = 47,5 \quad (42)$$

Výsledná bezpečnost vyhovuje.

### Kritická varianta vzpěru

Při určení kritického vzpěru bylo uvažováno, že navržené nosné rameno je nahrazeno profilem použitým pro výložník. Tento profil byl vybrán z toho důvodu, že disponuje nejnižším modulem průřezu v ohybu  $W_{ov}$  z polotovarů využitých ke konstrukci nosného ramene. Parametry tohoto profilu jsou shrnuty v Tab. 5. Výpočet je závislý na výsuvném



stavu, při kterém je jeřáb v daný moment zatěžován. To znamená, že vzpěrná délka  $l_{KRn}$  a také osově zatížení nosníku  $F_{Ln}$  není konstantní.

Tab. 8 – Vstupující hodnoty pro určení kritického vzpěru

Stav vysunutí	Proměnná vzpěrná délka kritického vzpěru [mm]	Proměnná síla působící v laně [N]
	$l_{KRn}$	$F_{Ln}$
1	1 354	15 321,7
2	1 604	12 768,1
3	1 854	10 214,5
4	2 104	7 660,9
5	2 354	5 107,3

Obecný postup stanovení vzpěrné bezpečnosti.

Stanovení redukované délky prutu:

$$l_{oKRn} = 2 \cdot l_{KRn} \quad (43)$$

Výpočet štíhlostního poměru:

$$i_{minV} = \sqrt{\frac{J_{minV}}{S_V}} \quad (44)$$

$$\lambda_{KRn} = \frac{l_{oKRn}}{i_{minV}} \quad (45)$$

Výpočet mezní štíhlosti:

$$\lambda_m = \pi \cdot \sqrt{\frac{n_{vz} \cdot E}{\sigma_{u11375}}} \quad (46)$$

Podmínka vzpěru dle Eulera:

$$\lambda_{KRn} \geq \lambda_m \quad (47)$$

Výpočet kritické síly dle Eulera:

$$F_{KReuKRn} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot J_{minV}}{l_{oKRn}^2} \quad (48)$$

Výpočet vzpěrné bezpečnosti dle Eulera:

$$k_{EUKRn} = \frac{F_{KReuKRn}}{F_{Ln}} \quad (49)$$

Pokud není podmínka v pružné oblasti materiálu dle Eulera splněna, pokračujeme kontrolou v nepružné oblasti dle Tetmayera. Materiálové konstanty odpovídají  $a = 289$ ,  $b = 0,82$  dle [2].

Výpočet napětí dle Tetmayera:

$$\sigma_{TKRn} = a - b \cdot \lambda_{KRn} \quad (50)$$

Výpočet kritické síly dle Tetmayera:

$$F_{KRtetKRn} = \sigma_{TKRn} \cdot S_V \quad (51)$$

Výpočet vzpěrné bezpečnosti dle Tetmayera:

$$k_{TETKRn} = \frac{F_{KRtetKRn}}{F_{Ln}} \quad (52)$$

Po dosazení do rovnic (43) až (52) dostaneme výsledné bezpečnosti. Zbývající neznámé použité ve výpočtu nalezneme výše v kontrole výložníku.

Tab. 9 – Výsledné vzpěrné bezpečnosti dle stavu vysunutí

Stav vysunutí	Bezpečnost dle Eulera	Bezpečnost dle Tetmayera
	$k_{EUKRn}$	$k_{TETKRn}$
1	-	48,2
2	64,8	-
3	60,7	-
4	62,8	-
5	75,3	-

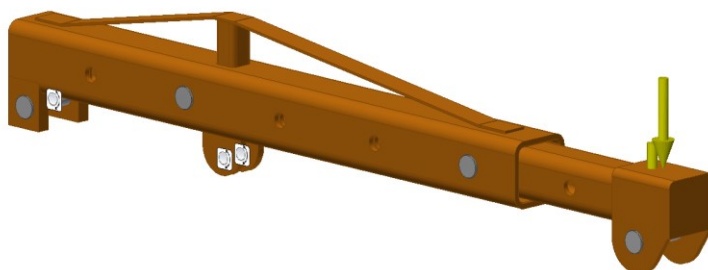
Jak lze vidět v Tab. 9 výsledné bezpečnosti kritické varianty vzpěru jsou vyhovující.

### 3.4 Silové účinky na pevné rameno jeřábu

#### Kontrola pevného ramene metodou konečných prvků

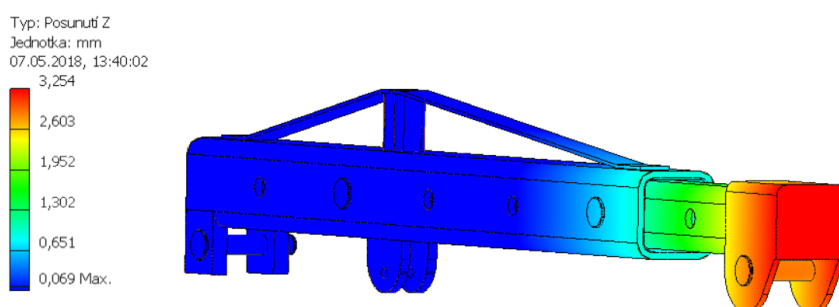
Zatížení bylo aplikováno na část plochy čepu A. Tato plocha odpovídající šířce ložiska, přes kterou působí síla vyvolaná hmotností břemena  $F_{Bf2} = 12\,262,5$  N. Tato kontrola byla uskutečněna při druhém stavu vysunutí jeřábu z důvodu působení největšího

ohybového momentu  $M_{oR2}$  na kontrolovanou část jeřábu. Rameno je spojeno s nosným sloupem pomocí čepu B a také pomocí lícovaného šroubu s hydraulickým válcem. Z tohoto důvodu jsou v simulaci použity vazby, které umožňují pouze rotaci kolem spojovacích součástí.



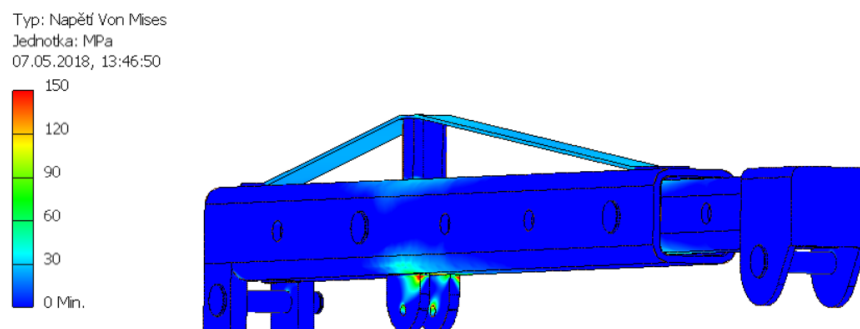
*Obr. 21 – Zatížení a okrajové podmínky MKP*

Čepy účinkující v simulaci jsou vyrobeny z materiálu 16 343. Pro zbylé součásti byl zvolen materiál 11 375 (S235JR). Kontrola byla provedena v softwaru Autodesk Inventor Professional 2018.



*Obr. 22 – Deformace ramene*

Při zatížení ramene bylo simulací zjištěno maximální deformace 3,3 mm.

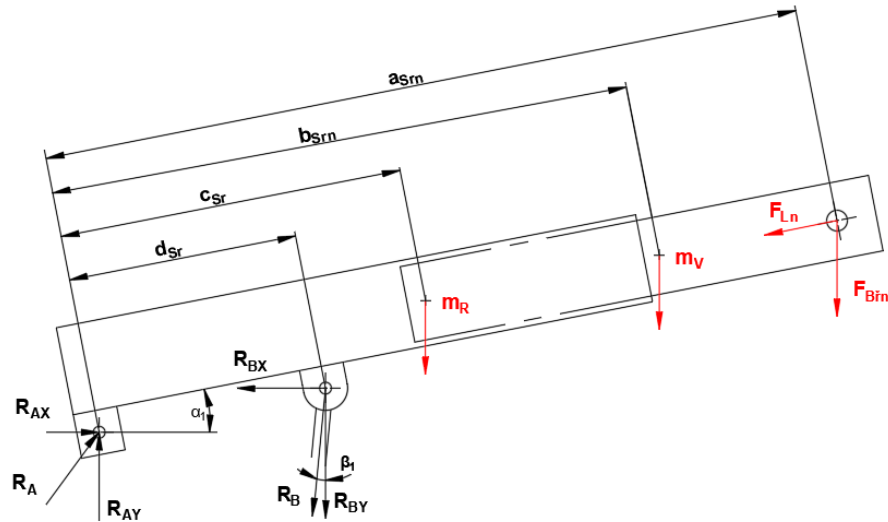


*Obr. 23 – Napětí v rameni*

Pro lepší vykreslení průběhu napětí v pevném rameni byl panel barev v Obr. 23 upraven. Nicméně maximální redukované napětí v pevném rameni je rovno 209 MPa. Dle výsledných hodnot vycházejících z MKP je možno konstatovat, že nosné rameno je schopno bezpečně manipulovat s břemeny.

### 3.5 Stanovení reakcí $R_A$ , $R_B$ a volba hydraulického válce

Stanovením reakce  $R_{Bmax}$  zjistíme sílu, kterou musí být hydraulický válec schopen vyvinout pro bezpečné držení polohy nosného ramene. Tato síla se nachází v ose zvoleného válce. Velikost síly je ovlivněna více faktory. Mezi hlavní faktory patří síla vzniklá od působení hmotnosti přepravovaného břemene  $F_{Břn}$ . Také délka  $a_{srn}$ , na které tato síla působí. Mezi další hlavní faktory také patří úhel naklonění nosného ramene  $\alpha_1$  a úhel naklonění hydraulického válce  $\beta_1$ .



Obr. 24 – Schématické zobrazení zatěžování nosného ramene

Z podmínek statické rovnováhy vyjádříme obecné rovnice pro výpočet reakcí.

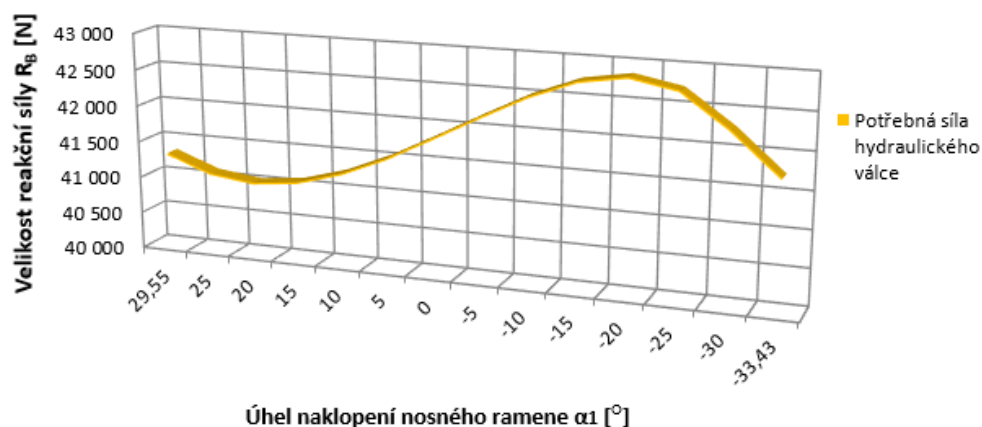
$$R_{BY} = \frac{(F_{Břn} \cdot a_{srn} + m_v \cdot g \cdot b_{srn} + m_R \cdot g \cdot c_{sr}) \cdot \cos \alpha_1 - \frac{F_{Ln}}{\cos \alpha_1} \cdot \sin \alpha_1 \cdot a_{srn} + F_{Ln} \cdot \tan \alpha_1 \cdot a_{srn}}{d_{sr} \cdot \cos \alpha_1 + d_{sr} \cdot \sin \alpha_1 \cdot \tan \beta_1} \quad (53)$$

$$R_{BX} = R_{BY} \cdot \tan \beta_1 \quad (54)$$

$$R_{AX} = R_{BX} + F_{Ln} \quad (55)$$

$$R_{AY} = R_{BY} - m_v \cdot g - m_R \cdot g - F_{Břn} \quad (56)$$

Pro následné dosazení do rovnic rovnováhy (53), (54), (55), (56) a určení jednotlivých reakcí byl použit software Microsoft Excel. Tento software byl použit z důvodu velkého počtu proměnlivých vstupních hodnot do výpočtu. Výpočtem bylo zjištěno, v jakém výsuvném a zátěžovém stavu vznikají maximální reakce  $R_{Amax}$  a  $R_{Bmax}$ . Tyto maximální reakce působí při vysunutí výložníku  $a_{Sm} = 1\,000$  mm a hmotností přepravovaného břemene  $m_{Břl} = 1\,500$  kg. V Obr. 25 je zobrazen graf, který popisuje závislost reakce  $R_B$  na úhlu sklopení nosného ramene  $\alpha_1$ , při již uvedeném vysunutí a hmotnosti břemene.



Obr. 25 – Graf závislosti reakce  $R_B$  na úhlu  $\alpha_1$

Jak lze vidět na Obr. 25, maximální reakční síla  $R_{Bmax}$  vzniká v případě, kdy je nosné rameno sklopeno směrem dolů ( $\alpha_1 = -20^\circ$ ).

Výpočet výsledných reakčních sil:

$$R_{Amax} = \sqrt{R_{AXmax}^2 + R_{AYmax}^2} \quad (57)$$

$$R_{Amax} = \sqrt{2\,868,9^2 + 28\,849,9^2} = 28\,992,3 \text{ N}$$

$$R_{Bmax} = \sqrt{R_{BXmax}^2 + R_{BYmax}^2} \quad (58)$$

$$R_{Bmax} = \sqrt{42\,738,9^2 + 2\,921,1^2} = 42\,838,6 \text{ N}$$

### Volba hydraulického válce

Při volbě hydraulického válce bylo přihlédnuto ke kritériím jako je nosnost, nízká cena a také ruční pohon válce. Maximální potřebná síla, kterou musí válec působit na nosné rameno  $R_{Bmax} = 42\,838,6$  N (58). To odpovídá minimální nosnosti 4 366,8 kg. Byl tedy

zvolen hydraulický válec s dvojitou pumpou od firmy Brufus s.r.o. s nosností 8 000 kg. Výsuv pístu se uskutečňuje pomocí integrovaného pístového čerpadla poháněného ruční pákou. Stažení pístu ovládáme pomocí výpustného ventilu. Pro pomalé a bezpečné stažení pístu je třeba otevřít výpustný ventil jen částečně. Rychlost stažení pístu je také závislá na zatížení válce. Zvolený válec slouží pouze k rozpínání ve vertikální poloze. Hlavní technické parametry jsou shrnuty v Tab. 10. [7]



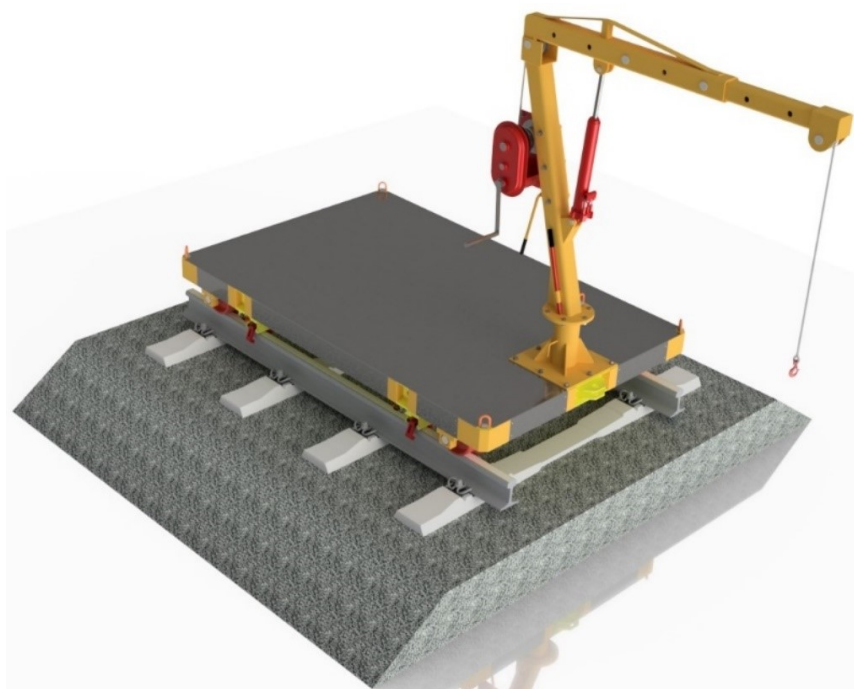
*Obr. 26 – Zvolený hydraulický válec [7]*

*Tab. 10 – Technické údaje hydraulického válce [7]*

Název	Hodnota	Jednotka
Nosnost	8 000	kg
Výsuv pístnice	505	mm
Celková délka – základní	660	mm
Celková délka – vysunutá	1 165	mm
Délka manipulační tyče	500	mm
Hmotnost	10,4	kg
Cena	1 449	Kč

### 3.6 Kontrola proti převržení

Kontrola proti převržení bude uskutečněna v pozici, kdy je nosné rameno jeřábu rovnoběžné s vozíkem. Kritická poloha jeřábu je znázorněna v Obr. 27. Nejvyšší ohybový moment vzniklý od působení hmotnosti břemene odpovídá druhému stavu vysunutí. Druhý stav vysunutí odpovídá hmotnosti břemene  $m_{Bř2} = 1\,250\text{ kg}$  a působí na rameni  $1\,250\text{ mm}$  jak je uvedeno v kapitole 4.1.



*Obr. 27 – Kritická poloha pro převržení*

#### Výpočet momentu pro dosažení rovnováhy

Pro realizaci tohoto výpočtu musíme určit vzniklé momenty, které působí jak na levé, tak i na pravé straně od určeného bodu rotace. Tento bod je v našem případě osa kola pod jeřábem. Tyto momenty zjistíme tak, že do těžišť hlavních částí vkládáme jejich hmotnost a násobíme vzdáleností těžiště od bodu rotace Tab. 11. Princip výpočtu lze vidět v Obr. 28.

*Tab. 11 – Hodnoty vstupující do výpočtu momentu pro dosažení rovnováhy*

Název	Vzdálenost těžiště od bodu rotace [m]		Hmotnost [kg]	
Břemeno	$a_{Bř}$	1,320	$m_{Bř2}$	1250
Jeřáb	$a_{jř}$	0,256	$m_{jř}$	243
Naviják	$a_{nav}$	0,353	$m_{nav}$	23
Vozík	$a_{voz}$	1,085	$m_{voz}$	662
Kleština	$a_{kl}$	1,850	-	-





## Výpočet pohybového šroubu

Z důvodu možného překlopení byly zkonstruovány kleštiny, které jsou součástí vozíku. Tyto kleštiny mají za úkol tohle riziko eliminovat. Fungují na principu, kdy matice rotuje kolem vertikální osy, po které se pohybuje šroub. Matice je poháněna pomocí klíče přes kuželové soukolí s přímými zuby. Na konci šroubu je připevněna kulisa, která pomocí táhel svírá nebo naopak rozevívá kleštiny. Při konstruování jsme vycházeli z potřebného momentu pro dosažení rovnováhy  $M_{kl} = 9\,670,9 \text{ Nm}$  (63). Jelikož součástí vozíku jsou čtyři kleštiny, kdy každá z nich je schopna vyvodit rovnovážný moment. Z tohoto důvodu usuzujeme, že stabilita kolejového jeřábu je zaručena.



Obr. 29 – Zobrazení zkonstruovaných kleštin

Výpočet potřebné síly ve šroubu:

$$F_{o\dot{s}} = \frac{M_{kl}}{a_{kl}} = \frac{9\,670,9}{1,850} = 5\,227,5 \text{ N} \quad (64)$$

Součinitel statické bezpečnosti šroubu  $k_{s\dot{s}} = 3$ , koeficient neznámého krutu  $\beta = 1,3$  a mez kluzu zvoleného materiálu  $R_{e11700} = 363 \text{ MPa}$ . [9]

Předběžný výpočet průměru šroubu:

$$d'_3 = 2 \cdot \sqrt{\frac{\beta \cdot k_{s\dot{s}} \cdot F_{o\dot{s}}}{\pi \cdot R_{e11700}}} = 2 \cdot \sqrt{\frac{1,3 \cdot 3 \cdot 5\,227,5}{\pi \cdot 363}} = 8,5 \text{ mm} \quad (65)$$

Z důvodu možného poškození šroubu byl zvolen větší průměr  $d_3$  pro větší odolnost.

Volím šroub: Tr 16x4

Tab. 12 – Rozměry zvoleného závitu [2]

Název	Značka	Rozměr	Jednotka
Rozteč	P	4	mm
Střední průměr závitu šroubu	$d_2$	14	mm
Malý průměr závitu šroubu	$d_3$	11,5	mm
Malý průměr závitu matice	$D_1$	12	mm
Velký průměr závitu šroubu	d	16	mm
Velký průměr závitu matice	D	16,5	mm
Úhel profilu zubu	$\alpha$	30	°

### Pevnostní kontrola

Výpočet úhlu stoupání:

$$\psi = \arctg \cdot \left( \frac{Ph}{\pi \cdot d_2} \right) = \arctg \cdot \left( \frac{4}{\pi \cdot 14} \right) = 5,2^\circ \quad (66)$$

Výpočet redukovaného třecího úhlu:

Byl zvolen součinitel smykového tření v závitech, ocel-bronz, mazáno MoS<sub>2</sub> =>  $f_z = 0,11$  dle. [9]

$$\varphi' = \arctg \cdot \left( \frac{f_z}{\cos\left(\frac{\alpha}{2}\right)} \right) = \arctg \cdot \left( \frac{0,11}{\cos\left(\frac{30}{2}\right)} \right) = 6,5^\circ \quad (67)$$

Podmínka samosvornosti:

$$\psi \leq \varphi' \quad (68)$$

$$5,2 \leq 6,5$$

Podmínka samosvornosti vyhovuje

Výpočet normálového napětí:

$$\sigma_{dš} = \frac{F_{oš}}{\frac{\pi \cdot d_3^2}{4}} = \frac{5\,227,5}{\frac{\pi \cdot 11,5^2}{4}} = 50,3 \text{ MPa} \quad (69)$$

Výpočet smykového napětí:

$$\tau_s = \frac{F_{oš} \cdot \tg \cdot (\psi + \varphi') \cdot \frac{d_2}{2}}{\frac{\pi \cdot d_3^3}{16}} \quad (70)$$

$$\tau_s = \frac{5\,227,5 \cdot tg \cdot (5,2 + 6,5) \cdot \frac{14}{2}}{\frac{\pi \cdot 11,5^3}{16}} = 25,4 \text{ MPa}$$

Výpočet redukovaného napětí:

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_{dš}^2 + 4 \cdot \tau_s^2} \quad (71)$$

$$\sigma_{red} = \sqrt{50,3^2 + 4 \cdot 25,4^2} = 71,5 \text{ MPa}$$

Výpočet dovoleného napětí:

$$\sigma_{DOVš} = \frac{R_{e11700}}{k_{sš}} = \frac{363}{3} = 121 \text{ MPa} \quad (72)$$

Podmínka pevnosti:

$$\sigma_{DOVš} \geq \sigma_{red} \quad (73)$$

$$121 \geq 71,5$$

Pevnostní podmínka vyhovuje

### Návrh rozměrů matice

Budeme vycházet z kontroly měrného tlaku v závitech při výpočtu délky matice. Také budeme předpokládat, že osová síla šroubu  $F_{oš}$  je rovnoměrně rozložena ve všech závitech matice. Dovolенý měrný tlak matice  $p_{D42\,3046} = 15 \text{ MPa}$  dle [9]. Materiál matice 42 3046.

Výpočet nosné délky závitu:

$$H_1 = \frac{d - D_1}{2} = \frac{16 - 12}{2} = 2 \text{ mm} \quad (74)$$

Výpočet potřebného počtu závitů:

$$z \geq \frac{F_{oš}}{\pi \cdot d_2 \cdot H_1 \cdot p_{D42\,3046}} = \frac{5\,227,5}{\pi \cdot 14 \cdot 2 \cdot 15} = 4 \quad (75)$$

Volím  $z = 10$ .

Výpočet potřebné výšky matice:

$$h_m = P_h \cdot z = 4 \cdot 10 = 40 \text{ mm} \quad (76)$$

### Výpočet potřebného počtu otočení klíčem

Pro úplné otevření nebo sevření kleštin je třeba, aby se šroub posunul o  $h = 10 \text{ mm}$  ve vertikálním směru. Pro otevření se musí šroub pohybovat směrem dolů a pro sevření naopak. Převodový poměr použitého soukolí je roven  $i = 1$  [17].

Výpočet zdvihu na jednu otáčku klikou:

$$l_1 = i \cdot P_h = 1 \cdot 4 = 4 \text{ mm} \quad (77)$$

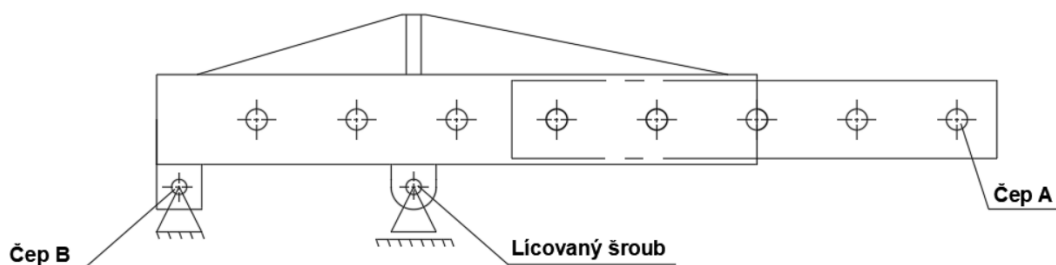
Výpočet celkového potřebného počtu otáček klikou:

$$n_{\text{kliky}} = \frac{h}{l_1} = \frac{10}{4} = 2,5 \text{ ot.} \quad (78)$$

Dle výpočtu bylo zjištěno, že je zapotřebí 2,5 otočení klíčem, abychom dosáhli požadovaného rozevření nebo sevření kleštin.

### 3.7 Kontrola čepů a lícovaného šroubu

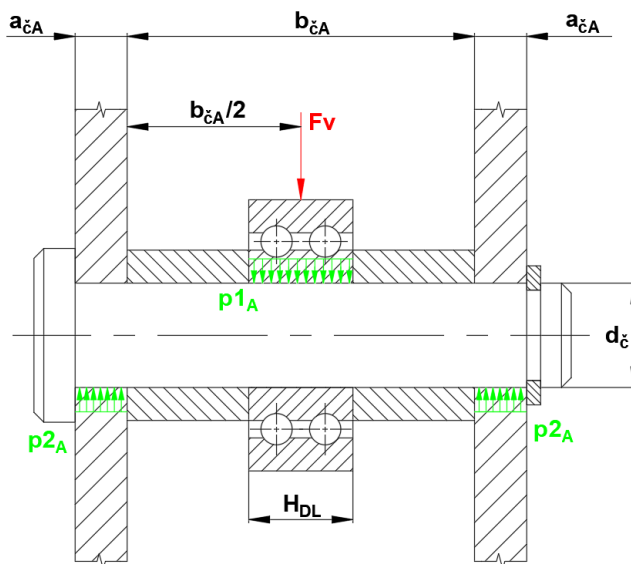
Lícovaný šroub a čepy zobrazeny v Obr. 30 kontrolujeme na ohyb, stříh a otláčení. Čepy jsou vyrobeny z materiálu 16 343. Tento materiál je vhodný pro velmi namáhané strojní součásti, což je vhodné pro naše čepy. Pro připojení hydraulického válce k jeřábu byly použity lícované šrouby černěné 16-M12x60 ISO 7379 s pevností 12.9 [25]. Vlastnosti materiálu lícovaného šroubu jsou totožné s materiálem čepů. Mez kluzu materiálu  $Re_{16343} = 1\,080 \text{ MPa}$ , čemuž odpovídá dovolené ohybové napětí  $\sigma_{DOV16343} = 648 \text{ MPa}$ , dovolené smykové napětí  $\tau_{DOV16343} = 432 \text{ MPa}$  a dovolený měrný tlak  $p_{D11375} = 120 \text{ MPa}$  [29] [28].



Obr. 30 – Zobrazení kontrolovaných součástí

## Čep A

Čep A je uložen ve výložníku a zajištěn proti vysunutí pojistným kroužkem. Na něm samotném je uložena vodící kladka, přes kterou působí výsledná síla  $F_V$  na čep. Sílu  $F_V$  určíme jako výslednici síly v laně  $F_{L1}$  a síly vyvozené hmotností břemene  $F_{Bř1}$ .



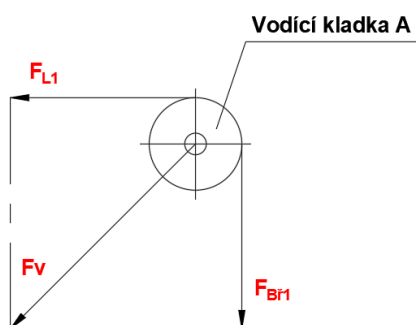
Obr. 31 – Schématické zobrazení výpočtu čepu A

Určení síly v laně  $F_{L1}$ :

Pro určení síly působící v laně je nutné navýšit sílu od přepravovaného břemene  $F_{Bř1}$  o účinnost kladky  $\eta_{KL} = 0,98$  a lanového převodu  $\eta_{LP} = 0,98$ . [4]

$$F_{L1} = \frac{F_{Bř1}}{\eta_{KL} \cdot \eta_{LP}} = \frac{14\,715}{0,98 \cdot 0,98} = 15\,321,7 \text{ N} \quad (79)$$

Určení výsledné síly  $F_V$ :



Obr. 32 – Princip určení výsledné síly  $F_V$

$$F_V = \sqrt{F_{L1}^2 + F_{Bř1}^2} \quad (80)$$

$$F_V = \sqrt{15\,321,7^2 + 14\,715^2} = 21\,243,5 \text{ N}$$

Maximální smykové napětí:

$$\tau_{maxA} = \frac{4}{3} \cdot \frac{F_V}{\pi \cdot \frac{d_{\check{c}}^2}{4}} = \frac{16 \cdot F_V}{3 \cdot \pi \cdot d_{\check{c}}^2} \leq \tau_{DOV16343} \quad (81)$$

$$\tau_{maxA} = \frac{16 \cdot 21\,243,5}{3 \cdot \pi \cdot 30^2} = 40,1 \text{ MPa}$$

Maximální ohybové napětí:

$$\sigma_{oA} = \frac{M_o}{W_o} = \frac{\frac{F_V}{2} \cdot \left(\frac{a_{\check{c}A}}{2} + \frac{b_{\check{c}A}}{2}\right)}{\frac{\pi}{32} \cdot d_{\check{c}}^3} \leq \sigma_{DOV16343} \quad (82)$$

$$\sigma_{oA} = \frac{\frac{21\,243,5}{2} \cdot \left(\frac{10}{2} + \frac{100}{2}\right)}{\frac{\pi}{32} \cdot 30^3} = 220,4 \text{ MPa}$$

Kontrola na otlačení:

$$p_{1A} = \frac{F_V}{H_{DL} \cdot d_{\check{c}}} = \frac{21\,243,5}{30,2 \cdot 30} = 23,5 \text{ MPa} \quad (83)$$

$$p_{2A} = \frac{F_V}{2 \cdot a_{\check{c}A} \cdot d_{\check{c}}} = \frac{21\,243,5}{2 \cdot 10 \cdot 30} = 35,4 \text{ MPa}$$

Vyhodnocení podmínek čepu A:

$$\tau_{maxA} \leq \tau_{DOV16343} \rightarrow 40,1 \leq 432 \quad (84)$$

$$\sigma_{oA} \leq \sigma_{DOV16343} \rightarrow 220,4 \leq 648 \quad (85)$$

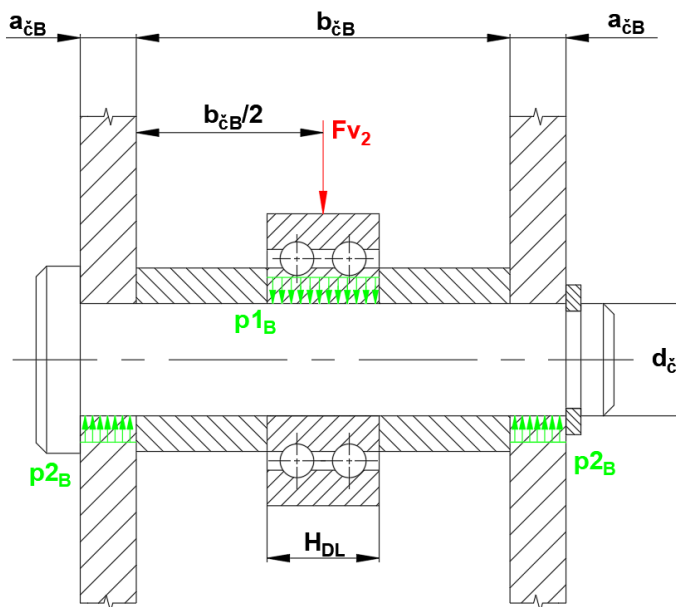
$$p_{1A} \leq p_{D11375} \rightarrow 23,5 \leq 120 \quad (86)$$

$$p_{2A} \leq p_{D11375} \rightarrow 35,4 \leq 120 \quad (87)$$

Čep A vyhovuje.

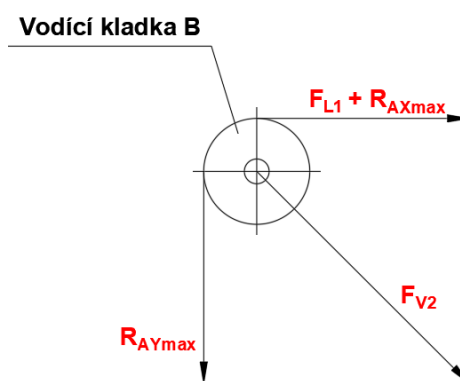
## Čep B

Zajišťuje kloubové spojení nosného ramene s nosným sloupem. Proti vysunutí je zabezpečen pojistným kroužkem. Stejně jako na čepu A je na něm uložena vodící kladka, přes kterou působí síla v laně  $F_{L1}$ . Další složka působící na čep B je od nosného ramene, a to konkrétně reakční síla  $R_{Amax}$ . Pro zjednodušení výpočtu určíme ze zatěžujících složek výslednou sílu  $F_{V2}$ , která bude na čep působit skrz vodící kladku. Tímto zjednodušením zároveň vznikne kritická varianta zatěžování čepu B.



Obr. 33 – Schématické zobrazení výpočtu čepu B

Určení výsledné síly  $F_{V2}$ :



Obr. 34 – Princip určení výsledné síly  $F_{V2}$

$$F_{V2} = \sqrt{(F_{L1} + R_{AXmax})^2 + R_{AYmax}^2} \quad (88)$$

$$F_{V2} = \sqrt{(15\,321,5 + 2\,868,9)^2 + 28\,849,9^2} = 34\,105,9 \text{ N}$$

Maximální smykové napětí:

$$\tau_{maxB} = \frac{4}{3} \cdot \frac{F_{V2}}{\pi \cdot \frac{d_{\check{c}}^2}{4}} = \frac{16 \cdot F_{V2}}{3 \cdot \pi \cdot d_{\check{c}}^2} \leq \tau_{DOV16343} \quad (89)$$

$$\tau_{maxB} = \frac{16 \cdot 34\,105,9}{3 \cdot \pi \cdot 30^2} = 64,3 \text{ MPa}$$

Maximální ohybové napětí:

$$\sigma_{oB} = \frac{M_o}{W_o} = \frac{\frac{F_{V2}}{2} \cdot \left(\frac{a_{\check{c}B}}{2} + \frac{b_{\check{c}B}}{2}\right)}{\frac{\pi}{32} \cdot d_{\check{c}}^3} \leq \sigma_{DOV16343} \quad (90)$$

$$\sigma_{oB} = \frac{\frac{34\,105,9}{2} \cdot \left(\frac{35}{2} + \frac{70}{2}\right)}{\frac{\pi}{32} \cdot 30^3} = 338,8 \text{ MPa}$$

Kontrola na otlačení:

$$p_{1B} = \frac{F_{V2}}{H_{DL} \cdot d_{\check{c}}} = \frac{34\,105,9}{30,2 \cdot 30} = 37,6 \text{ MPa} \quad (91)$$

$$p_{2B} = \frac{F_{V2}}{2 \cdot a_{\check{c}B} \cdot d_{\check{c}}} = \frac{34\,105,9}{2 \cdot 35 \cdot 30} = 16,2 \text{ MPa}$$

Vyhodnocení podmínek čepu B:

$$\tau_{maxB} \leq \tau_{DOV16343} \rightarrow 64,3 \leq 432 \quad (92)$$

$$\sigma_{oB} \leq \sigma_{DOV16343} \rightarrow 338,8 \leq 648 \quad (93)$$

$$p_{1B} \leq p_{D11375} \rightarrow 37,6 \leq 120 \quad (94)$$

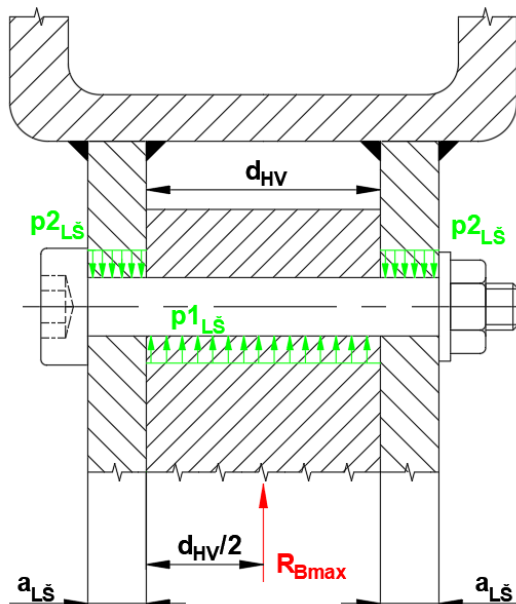
$$p_{2B} \leq p_{D11375} \rightarrow 16,2 \leq 120 \quad (95)$$

Čep B vyhovuje.



## Lícovaný šroub

Šroubový spoj zajišťuje kloubové spojení nosného ramene s hydraulickým válcem. Použitý lícovaný šroub 16-M12x60 ISO 7379 [25] je vhodný pro spoj s vysokým radiálním namáháním. Maximální síla působící na šroub  $R_{Bmax} = 42\,838,6\text{ N}$  (58).



Obr. 35 – Schématické zobrazení výpočtu lícovaného šroubu

Maximální smykové napětí:

$$\tau_{maxL\dot{s}} = \frac{4}{3} \cdot \frac{R_{Bmax}}{\pi \cdot \frac{d_{L\dot{s}}^2}{4}} = \frac{16 \cdot R_{Bmax}}{3 \cdot \pi \cdot d_{L\dot{s}}^2} \leq \tau_{DOV16343} \quad (96)$$

$$\tau_{maxL\dot{s}} = \frac{16 \cdot 42\,838,6}{3 \cdot \pi \cdot 16^2} = 284,1 \text{ MPa}$$

Kontrola na otláčení:

$$p_{1L\dot{s}} = \frac{R_{Bmax}}{d_{HV} \cdot d_{L\dot{s}}} = \frac{42\,838,6}{31 \cdot 16} = 86,4 \text{ MPa} \quad (97)$$

$$p_{2L\dot{s}} = \frac{R_{Bmax}}{2 \cdot a_{L\dot{s}} \cdot d_{L\dot{s}}} = \frac{42\,838,6}{2 \cdot 15 \cdot 16} = 89,3 \text{ MPa}$$

Vyhodnocení podmínek lícovaného šroubu:

$$\tau_{maxL\dot{s}} \leq \tau_{DOV16343} \rightarrow 284,1 \leq 432 \quad (98)$$

$$p_{1L\dot{s}} \leq p_{D11375} \rightarrow 86,4 \leq 120 \quad (99)$$

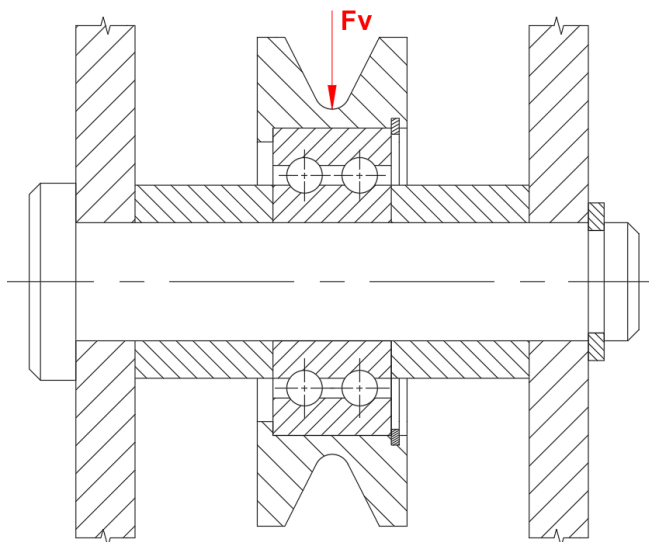
$$p_{2L\dot{s}} \leq p_{D11375} \rightarrow 89,3 \leq 120 \quad (100)$$

Lícovaný šroub vyhovuje.

### 3.8 Kontrola statické únosnosti ložisek

Kontrolu statické únosnosti ložisek provádíme z důvodu, že nepředpokládáme otáčky ložisek vyšší než  $n = 10 \text{ min}^{-1}$  pouze v ojedinělých případech. Také je přepokládáno, že ložiska nebudou zatěžovány nepřetržitě maximálním možným zatížením.

#### Kontrola ložiska ve vodících kladkách



Obr. 36 – Uložení ložiska ve vodících kladkách

Pro naše využití bylo zvoleno dvouřadé kuličkové ložisko SKF 3 306 A-2Z [12]. Ložisko je součástí vodících kladek, které jsou uloženy na čepech A a B.

Tab. 13 – Hlavní parametry ložiska SKF 3 306 A-2Z [12]

Název	Značka	Hodnota	Jednotka
Vnitřní průměr	d	30	mm
Vnější průměr	D	72	mm
Šířka ložiska	H <sub>DL</sub>	30,2	mm
Dynamická únosnost	C	30	kN
Statická únosnost	C <sub>oDL</sub>	42,5	kN
Mezní únavové zatížení	P <sub>u</sub>	1,27	kN

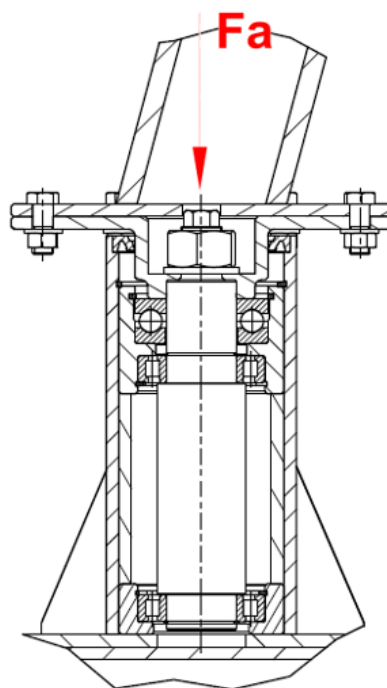
Zatěžující síla působící na ložisko  $F_v = 21\,243,5 \text{ N}$  (80). Je to maximální síla, kterou mohou být ložiska zatěžována.

Výpočet statické bezpečnosti ložiska:

$$S_{oDL} = \frac{C_{oDL}}{F_v} = \frac{42,5}{21,24} = 2 \quad (101)$$

Statická bezpečnost ložiska vyhovuje.

## Kontrola axiálního ložiska



Obr. 37 – Uložení axiálního ložiska v základně

Výpočet statické bezpečnosti axiálního ložiska SKF 51 311 [6]. Ložisko je uloženo v otočné základně.

Tab. 14 – Hlavní parametry ložiska SKF 51 311 [6]

Název	Značka	Hodnota	Jednotka
Vnitřní průměr	d	55	mm
Vnější průměr	D	105	mm
Šířka ložiska	H	35	mm
Dynamická únosnost	C	101	kN
Statická únosnost	$C_{oAL}$	224	kN
Mezní únavové zatížení	$P_u$	8,3	kN

Zatěžující axiální síla  $F_a$  se skládá z hmotnosti jeřábu a přepravovaného břemena s maximální možnou hmotností. Po sečtení dostaneme výslednou hmotnost  $m = 1\,766\text{ kg}$ .

Výpočet axiální síly:

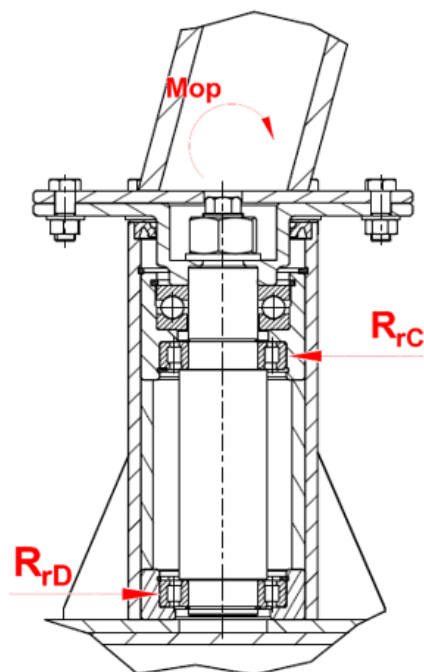
$$F_a = m \cdot g = 1\,766 \cdot 9,81 = 17\,324,5\text{ N} \quad (102)$$

Výpočet statické bezpečnosti ložiska:

$$S_{oAL} = \frac{C_{oAL}}{F_a} = \frac{224}{17,3} = 12,9 \quad (103)$$

Statická bezpečnost ložiska vyhovuje.

## Kontrola radiálního ložiska



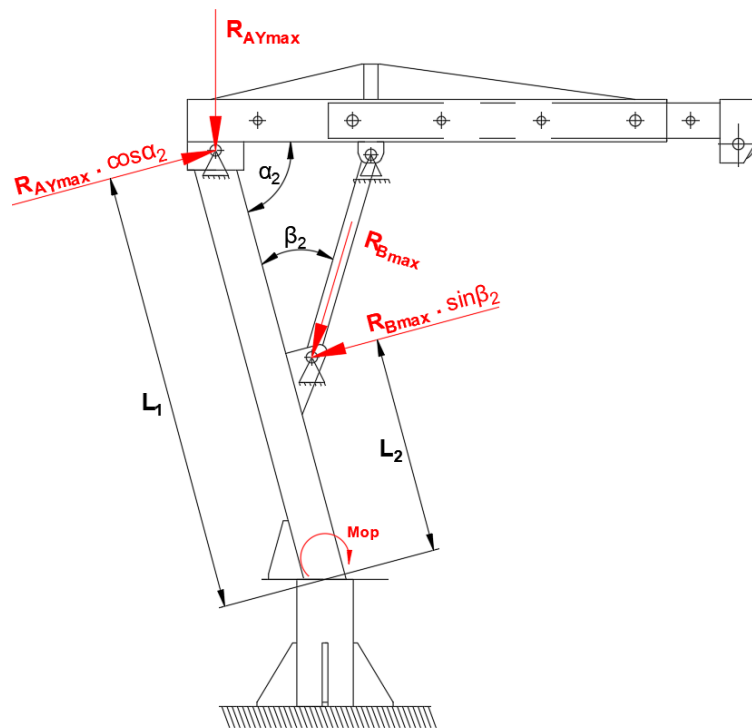
Obr. 38 – Uložení radiálních ložisek v základně

Výpočet statické bezpečnosti radiálních ložisek SKF NJ 211 [26]. Ložiska jsou uložena v otočné základně.

Tab. 15 – Hlavní parametry ložiska SKF NJ 211 [26]

Název	Značka	Hodnota	Jednotka
Vnitřní průměr	d	55	mm
Vnější průměr	D	100	mm
Šířka ložiska	H	21	mm
Dynamická únosnost	C	96,5	kN
Statická únosnost	C <sub>0RL</sub>	95	kN
Mezní únavové zatížení	P <sub>u</sub>	12,7	kN

Pro určení statické bezpečnosti je nutné nejprve určit velikost momentu  $M_{op}$ , který působí na otočný čep. Následně z tohoto momentu určíme výsledné reakce  $R_{rc}$  a  $R_{rd}$ , které v podobě ložisek mají za úkol působení momentu  $M_{op}$  eliminovat.



Obr. 39 – Schématické zobrazení výpočtu ohybového momentu

Výpočet působícího ohybového momentu:

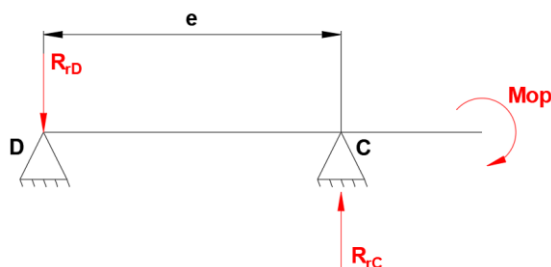
$$M_{op} = (R_{AYmax} \cdot \cos\alpha_2 \cdot L_1) - (R_{Bmax} \cdot \sin\beta_2 \cdot L_2) \quad (104)$$

$$M_{op} = (28\,849,9 \cdot \cos(75) \cdot 1,545) - (42\,838,6 \cdot \sin(19,6) \cdot 0,54)$$

$$M_{op} = 3\,784 \text{ Nm}$$

Výpočet reakcí  $R_{rC}$  a  $R_{rD}$ :

Pro určení reakcí je třeba znát vzdálenost mezi podporami  $e = 189 \text{ mm}$ . Tyto podpory slouží jako náhrady za ložiska.



Obr. 40 – Schématické zobrazení výpočtu reakcí

Z průběhu ohybového momentu určíme velikost reakcí.

$$M_D = 0 \text{ Nm} \quad (105)$$

$$M_D = M_{op} - R_{rC} \cdot e \quad (106)$$

Z rovnice (106) vyjádříme reakci  $R_{rD}$ .

$$R_{rC} = \frac{M_{op}}{e} = \frac{3\,784}{0,189} = 20\,021,2 \text{ N} \quad (107)$$

$$R_{rC} = R_{rD} \quad (108)$$

Výpočet statické bezpečnosti ložiska:

$$S_{oRL} = \frac{C_{oRL}}{R_{rC}} = \frac{95}{20,02} = 4,75 \quad (109)$$

Statická bezpečnost ložiska vyhovuje.

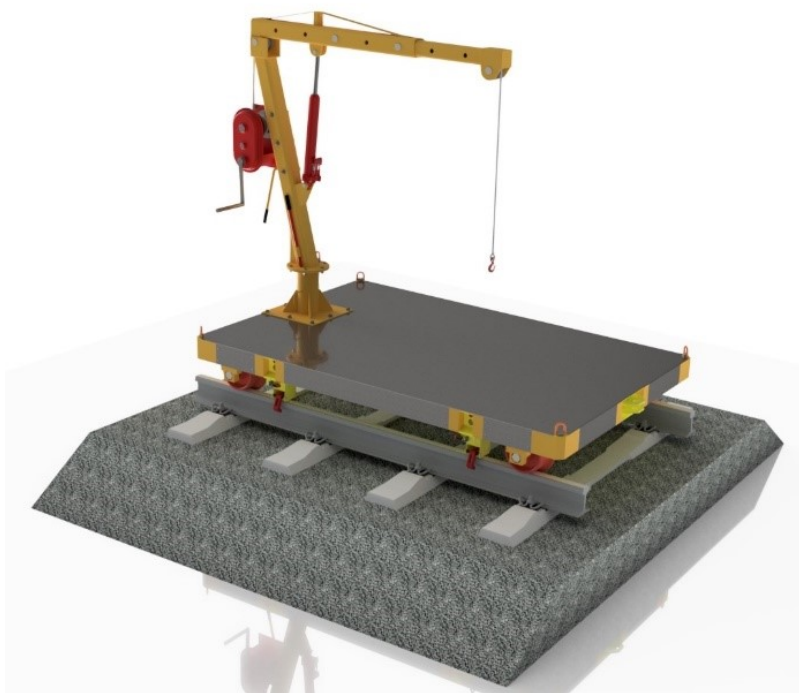
## 4 Závěr

Hlavním úkolem diplomové práce bylo navrhnout otočný výložníkový jeřáb pro montážní vozík, který bude určen k opravě kolejových tratí. Jeřáb byl navrhnut tak, aby byl schopen manipulovat s břemeny o hmotnosti až 1 500 kg. Maximální vysunutí výložníku je 2 000 mm. Veškeré pohyby jeřábu jsou realizovány pomocí ručního pohonu. Součástí vozíku jsou mechanické kleštiny zaručující stabilitu jeřábu při manipulaci s břemeny.

Úkolem teoretické části práce bylo zhotovení přehledu jeřábů, které se v současné době vyskytují na trhu specializujícím se na tyto zařízení.

Praktická část diplomové práce se již konkrétně zabývá konstrukčním návrhem otočného výložníkového jeřábu pro montážní vozík, který je určen k opravě kolejových tratí. Následně dle silového působení vyvozeného břemenem o maximální dovolené hmotnosti byly zvoleny nebo navrženy hlavní části jeřábu. Navržené části jeřábu byly dále podrobeny pevnostním kontrolám. Také je provedena kontrola proti převržení jeřábu a statická kontrola zatěžovaných ložisek. Na závěr je zhotovena výrobní dokumentace v zadaném rozsahu.

Výhodou navrženého jeřábu je proměnlivá délka vysunutí výložníku a možnost sklápění nosného ramene. Další výhodou je využití snadno demontovatelného vozíku pro jiné účely než jen jako podvozek jeřábu. Jako výhodu můžeme také brát ruční pohon jeřábu z hlediska nezávislosti na pohonných hmotách nebo elektrické energii. Veškeré stanovené cíle a požadavky byly splněny.



*Obr. 41 – Kolejový jeřáb s ručním pohonem*

## 5 Seznam použité literatury

- [1] BOLEK, Alfred a Josef, KOCHMAN. *Části strojů – 1. svazek*. 5. přeprac. vyd. Praha: SNTL – Nakladatelství technické literatury, 1989., 776 s. ISBN 80-03-00046-7.
- [2] LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky*. Úvaly: Albra – Pedagogické nakladatelství, 2008, 951 s. ISBN 978-80-7361-051-7.
- [3] PAVLISKA, Jiří a Leopold HRABOVSKÝ. *Dopravní a manipulační zařízení IV*. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, 2004. ISBN 80-248-0537-5
- [4] ČSN 27 0100. *Zdvihací zařízení – Výpočet ocelových lan pro jeřáby a zdvihadla*. 2. vydání. Praha: Český normalizační institut. 1978.
- [5] ABUS sloupový jeřáb VS 500 kg L5 m H3, 3 m. *WEHA, s.r.o.* 2018 [cit. 2018-05-13]. Dostupné z: <http://www.weha.cz/abus-sloupovy-jerab-vs-500kg-15m-h3-3m-eanXSN801-skup857.php>
- [6] Axiální kuličková ložiska, jednosměrná: 51311. *SKF a.s.* 2018 [cit. 2018-05-13]. Dostupné z: <http://www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/ball-bearings/thrust-ball-bearings/single-direction/index.html?designation=51311>
- [7] Hydraulický válec 8 t, dvojitá pumpa. *BRUFUS, s.r.o.* [online]. 2018 [cit. 2018-05-13]. Dostupné z: <https://www.brufus.cz/hydraulicky-valec-8t-dvojita-pumpa-ean26915-skup555466.php>
- [8] Jednonosníkový poloportálový jeřáb. *ITECO, s.r.o.* 2018 [cit. 2018-05-13]. Dostupné z: <http://www.iteco.cz/jednonosnikovy-poloportalovy-jerab-abus-ephk.html>
- [9] KALÁB, Květoslav. *Části a mechanismy strojů pro 2. ročník bakalářského studia*. [online]. 2015 [cit. 2016-05-06]. Dostupné z: [http://lms.vsb.cz/pluginfile.php/442715/mod\\_resource/content/2/E-PDF.pdf](http://lms.vsb.cz/pluginfile.php/442715/mod_resource/content/2/E-PDF.pdf)
- [10] Kolejový jeřáb GS 150.14 TR. *GJW Praha, s.r.o.* 2018 [cit. 2018-05-13]. Dostupné z: <https://www.gjw-praha.cz/cs/kolejovy-jerab-gs-150-14-tr-c112.html>
- [11] Konzolové jeřáby. *TEDOX, s.r.o.* 2018 [cit. 2018-05-13]. Dostupné z: <https://www.tedox.cz/konzolove-jeraby>
- [12] Kuličková ložiska s kosoúhlým stykem, dvouřadá: 3306 A-2Z. *SKF a.s.* 2018 [cit. 2018-05-13]. Dostupné z: <http://www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/ball-bearings/angular-contact-ball-bearings/double-row-angular-contact-ball-bearings/double-row/index.html?designation=3306%20A-2Z>
- [13] Lanový jeřáb. 2018 [cit. 2018-05-13]. Dostupné z: <http://docplayer.cz/1998889-14-jeraby-14-cranes.html>



- [14] BARTÁK, Pavel a Josef MORAVEC. *Stavba a provoz strojů III*. [online] 2011 [cit. 2018-05-13]. Dostupné z: <http://www.spsks.cz/wp-content/uploads/2013/09/SPS-3.pdf>
- [15] Mostové jeřáby. *JASS a.s.* 2018 [cit. 2018-05-13]. Dostupné z: <http://www.jass.cz/mostove-jeraby>
- [16] Nerezová objímka, EN 13411-3, původně DIN 3093. *PAVLINEK, s.r.o.* 2018 [cit. 2018-05-13]. Dostupné z: <https://www.pavlinek.cz/nerezova-objimka-en-13411-3-puvodne-din-3093/>
- [17] Nerezová kuželová soukolí. *T.E.A TECHNIK, s.r.o.* 2018 [cit. 2018-05-13]. Dostupné z: <https://www.teatechnik.cz/nerezova/>
- [18] PLEW Eta Vázací bod. *PEWAG, s.r.o.* [online]. 2018 [cit. 2018-05-13]. Dostupné z: <https://www.pewag.cz/produkty/lifting/vazaci-body/plew-eta.html>
- [19] Portálové jeřáby. *JASS a.s.* 2018 [cit. 2018-05-13]. Dostupné z: <http://www.jass.cz/portalove-jeraby>
- [20] Profil uzavřený čtvercový – JÄKL. *AAC Pragocel, s.r.o.* 2018 [cit. 2018-05-13]. Dostupné z: <http://www.aacpragocel.cz/produkty/hutni-materialy/profil-uzavreny-ctvercovy-jakl>
- [21] Přímočará upínka - 604. *D-S-C Czech Technology, s.r.o.* 2018 [cit. 2018-05-13]. Dostupné z: <https://dscczech.cz/destaco/ojnicove-priamociare-upince-so-zavitovym-telom>
- [22] Přístavní portálový jeřáb. 2017 [cit. 2018-05-13]. Dostupné z: <http://allan999.su/foto-krany-portovye.html>
- [23] Ruční lanový naviják HAACON typ 220–2000 kg. *PAVLINEK, s.r.o.* 2018 [cit. 2018-05-13]. Dostupné z: <https://www.pavlinek.cz/rucni-lanovy-navijak-haacon-typ-220-2000kg/>
- [24] Silniční jeřáb LTM 11200-9.1. *LIEBHERR, s.r.o.* 2018 [cit. 2018-05-13]. Dostupné z: <https://www.liebherr.com/en/tha/products/mobile-and-crawler-cranes/mobile-cranes/ltm-mobile-cranes/details/ltm1120091.html#lightbox>
- [25] Šroub lícovaný: ISO 7379 12.9. *BRIOL, s.r.o.* 2018 [cit. 2018-05-13]. Dostupné z: <https://www.briol.cz/sroub-licovany-s-valcovou-hlavou-a-vnitrim-sestihranem-iso-7379-129>
- [26] Válečková ložiska, jednořadá: NJ 211. *SKF a.s.* 2018 [cit. 2018-05-13]. Dostupné z: <http://www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/roller-bearings/cylindrical->

roller-bearings/single-row-cylindrical-roller-bearings/single-row/index.html?designation=NJ%20211%20ECJ

- [27] Věžové jeřáby. *ČVUT v Praze*. 2011 [cit. 2018-05-13]. Dostupné z: <http://www.celysvet.cz/mechanizace/vezovejeraby>
- [28] Vlastnosti materiálu 11 375. *Bohdan Bolzano, s.r.o.* 2018 [cit. 2018-05-13]. Dostupné z: [https://www.bolzano.cz/assets/files/TP/MOP\\_%20Tycova\\_ocel/EN\\_10025/MOP\\_prehled\\_vlastnosti\\_S235JR.pdf](https://www.bolzano.cz/assets/files/TP/MOP_%20Tycova_ocel/EN_10025/MOP_prehled_vlastnosti_S235JR.pdf)
- [29] Vlastnosti materiálu 16 343. *Bohdan Bolzano, s.r.o.* 2018 [cit. 2018-05-13]. Dostupné z: [https://www.bolzano.cz/assets/files/TP/MOP\\_%20Tycova\\_ocel/EN\\_10083/MOP\\_34CrNiMo6.pdf](https://www.bolzano.cz/assets/files/TP/MOP_%20Tycova_ocel/EN_10083/MOP_34CrNiMo6.pdf)
- [30] WSBW Otočný hák. *PEWAG, s.r.o.* [online]. 2018 [cit. 2018-05-13]. Dostupné z: <https://www.pewag.cz/produkty/lifting/systemg10/prislusenstvi-pewag-winner/wsbw-otocny-hak.html>

## **6 Seznam příloh**

Výkres sestavy	MIK0239-A0-1
Kusovník	MIK0239-A4-1
Výrobní výkres	MIK0239-A3-1
CD-ROM s textem práce a výrobní dokumentací v zadaném rozsahu	